F3132
Cimvait. (Mecanica Aplicata)

# BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI

Tomul XXVIII (XXXII)

Fasc. 1—4

061 111.
Secția IV

## CONSTRUCȚII DE MAȘINI

1982

# BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI

Tomul XXVIII (XXXII)

Fasc. 1–4

Secţia IV

## CONSTRUCŢII DE MAŞINI

1982

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. doc. VAL. BLIDARU
Prof. dr. doc. N. V. BOȚAN
Prof. dr. ing. M. GAFIȚANU (președinte)
Prof. dr. P. MÂLCOMETE
Prof. dr. doc. D. MANGERON
Prof. dr. ing. T. SILION
Acad. prof. dr. doc. CR. SIMIONESCU
Prof. dr. ing. I. VLAD

COMITETUL DE REDACȚIE
AL SECȚIEI
IV CONSTRUCȚII DE MAȘINI

Prof. dr. ing. V. BELOUSOV
Prof. dr. ing. P. MATEI
Prof. dr. ing. C. PICOȘ

REDACȚIA

Prof. dr. doc. D. MANGERON
(redactor responsabil)
Prof. dr. doc. ing. ALFRED BRAIER
(secretar)
Asist. ing. ANETA BRAIER
(redactor)

**BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI**
**BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF JASSY**
**ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА**
Tom XXVIII (XXXII), fasc. 1–4 1982

Secţia I

# CONSTRUCŢII DE MAŞINI

## SUMAR

Pg.

V.I. KLIMOVICI şi A.F. FEDOROV (U.R.S.S.), Optimizarea paramerilor curentului de fluid în secţiunea de ieşire a canalului de scurgere al hidroturbinelor (rusă, rez. rom.) . . . . . 7

GABRIELA NEAGU, D. VIERU şi VICTOR FLORIN POTERAŞU, Regim optim de mişcare a plăcilor oscilante utilizate pentru sortarea cerealelor (franc., rez. rom.) . . . . . 15

STAN PANAIT, Captor seismic de vibraţii torsionale pentru controlul preciziei cinematice (germ., rez. rom.) . . . . . 23

RONALD PERETZ, Alegerea parametrilor constructiv-funcţionali ai tuburilor termice pentru obţinerea unei eficienţe termice optime (germ., rez. rom.) 29

VIRGIL GIURCĂ, Metodă de urmărire a evoluţiei injecţiei la motorul diesel (rom., rez. rusă) . . . . . 37

TRAIAN VIDRAŞCU, Asupra condiţiilor impuse tranzistorilor din sistemul capacitiv de aprindere electrică (engl., rez., rom.) . . . . . 45

DAN NICOLE3CU şi SORIN MIRCEA, Determinarea dependenţei dintre forţele de presare în cajele formatoare de ţevi sudate longitudinal şi grosimea benzii de tablă (engl., rez., rom.) . . . . . 47

DAN SCURTU şi DAN NICOLESCU, Determinarea teoretică cu ajutorul calculatorului electronic a deformaţiilor benzii de tablă la fabricarea ţevilor sudate longitudinal (franc., rez. rom.) . . . . . 55

SILVIA DRUŢU, Aspecte noi ale preciziei mişcării rectilinii a săniilor maşinilor-unelte (rom., rez. rusă) . . . . . 63

N. GHERGHEL, N. POPA, ODISEI ROŞU, ROMICĂ CEUCĂ şi SERGIU BUMBARU, Metodologie de compensare a erorilor de strîngere a dinţilor frezelor de tip „Romascon" (germ., rez. rom.) . . . . . 67

SILVIA DRUŢU, Instalaţie şi metodă pentru controlul traiectoriilor săniilor maşinilor-unelte (rom., rez. rusă) . . . . . 75

N. GHERGHEL, Modele matematice pentru principalele criterii de evaluare a performanţelor la rectificarea electrochimică-abrazivă cu apăsare constantă a aliajelor dure sinterizate (II) (ital., rez. rom.) . . . . . 81

GR. N. TAŞCĂ, Contribuţii la calculul graficelor de încărcare a utilajelor pentru tocat furaje fibroase şi grosiere (rom., rez. rusă) . . . . . 89

RECENZII . . . . . 103

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF JASSY
ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Tom XXVIII (XXXII), Fasc. 1–4 1982

Section I

# MACHINE CONSTRUCTION

## CONTENTS

V.I. KLIMOVICH and A.V. FEDOROV (USSR), Optimization of Flow Parameters at the Exit Cross-section of a Turbine Flow-Tract (Russian, Romanian summary) . . . . . 7

GABRIELA NEAGU, D. VIERU et VICTOR FLORIN POTERAŞU, Régime optimal de mouvement des plaques oscillantes utilisées au sortage des céréales (French, Romanian summary) . . . . . 15

STAN PANAIT, Seismische Drehschwingungsaufnehmer für die kinematische Genauigkeitskontrolle (German, Romanian summary) . . . . . 23

RONALD PERETZ, Die Wahl der konstruktiven und betriebsbedinkten Parameter der Wärmerohre in Hinzicht auf einen optimalen Wärmewirkungsgrad (German, Romanian summary) . . . . . 29

VIRGIL GIURCĂ, Investigation Method of the Injection Rate Diagram (Romanian, Russian summary) . . . . . 37

TRAIAN VIDRAŞCU, On the Conditions Imposed to the Transistors of the Capacitive Ignition System (English, Romanian summary) . . . . . 45

DAN NICOLESCU and SORIN MIRCEA, Determination of the Dependence between the pressing Forces in the Formers Cages of Longitudinally Soldered Tubes and the Plate Strap Thikness (English, Romanian summary) . . . . 47

DAN SCURTU et DAN NICOLESCU, La détermination théorique, à l'aide du calculateur électronique, des déformations de la bande de tôle pendant la fabrication des tuyaux soudés longitudinalement (French, Romanian summary) . . . . . 55

SILVIA DRUŢU, New Aspects concerning the Precision of Rectilinear Motion of Machine Tools Slids (Romanian, Russian summary) . . . . . 63

N. GHERGHEL, N. POPA, ODISEI ROŞU, ROMICĂ CEUCĂ und SERGIU BUMBARU, Metodik der Fehlerausgleichung beim Einspannen und Anziehen der Schneidezähne der Fräser Typ „Romascon" (German, Romanian summary) . . . . . 67

SILVIA DRUŢU, Installation and Method for the Control of Trajectories of Machine Tools Slids (Romanian, Russian summary) . . . . . 75

N. GHERGHEL, Modelli matematici per i principali criteri di valutazione dei risultati della rettifica elettrochimica-abrasiva tramite pressione costante di alcune leghe dure sintetizzate (carburi metallici) (II) (Italian, Romanian summary) . . . . . 81

GR. N. TAŞCĂ, Contributions to the Calculation of Charge Graphics for Thick and Fibrous Fodders Mince Equipment (I) (Romanian, Russian summary) 89

BOOK REVIEWS . . . . . 103

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF JASSY
ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Tom XXVIII (XXXII), Вып. 1–4 1982 г

Секция IV

# КОНСТРУКЦИЯ МАШИН

## СОДЕРЖАНИЕ

В. И. КЛИМОВИЧ и А. В. ФЕДОРОВ (СССР), Об оптимизации параметров потока жидкости в выходном сечении проточного тракта гидротурбин (русск., рез. рум.) . . . . . 7

ГАБРИЕЛА НЯГУ, Д. ВИЕРУ и ВИКТОР ФЛОРИН ПОТЕРАШУ, Оптимальный режим движения колеблющихся пластинок использованные для сортировки зерна (франц. рез. рум.) . . . . . 15

СТАН ПАНАИТ, Датчик крутильных колебаний используемый для контроля кинематических погрешностей сланков (нем., рез. рум.) . . . . . 23

РОНАЛД ПЕРЕЦ, Выбор конструктивных-функциональных параметров термических труб для получения оптимальнои термическои эффективности (нем., рез. рум.) . . . . . 29

ВИРДЖИЛ ДЖЮРКЭ, Метод исследования процесса впрыска в дизелях (рум., рез. русск.) . . . . . 37

ТРАИАН ВИДРАШКУ, Об условиях предьявляемых к транзисторам конденсаторной системы зажигания (англ., рез. рум.) . . . . . 45

ДАН НИКОЛЕКУ и СОРИН МИРЧЯ, Определение зависимость межу пресваных сил профилованных машин для сварных труд и тольщина ленты листа (англ., рез. рум.) . . . . . 47

ДАН СКУРТУ и ДАН НИКОЛЕСКУ, Теоретическое определение с помощью счетного решающего эллектроного устроиства деформации полосы железного листа при продольном сварном изготовлении (франц., рез. рум.) . . . . . 55

СИЛВИЯ ДРУЦУ, Новые виды точности прямолинеиности движении каретки станков (рум., рез. русск.) . . . . . 63

Н. ГЕРГЕЛ, Н. ПОПА, ОДИСЕИ РОШУ, РОМИКЭ ЧЕУКЭ и СЕРДЖЮ БУМБАРУ, Методология для компенсирования ошибок сжатия зубьёв у фрез типа „Ром аскон“ (нем., рез. рум.) . . . . . 67

СИЛВИА ДРУЦУ, Установка и метода контроля траектория каретки станков (рум., рез. русск.) . . . . . 75

Н. ГЕРГЕЛ, Математические модель для электрохимическое алмазное шлифование (II) (итал., рез. рум.) . . . . . 81

ГР. Н. ТАШКЭ, Вклад в метод расчёта графиков нагрузки установок для измерения грубых и волокнистых кормов (I) (рум., рез. русск.) 89

РЕЦЕНЗИИ . . . . . 103

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF IASSY
ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Том XXVIII (XXXII), Вып. 1–4 1982 г

Секция IV

## КОНСТРУКЦИЯ МАШИН

## СОДЕРЖАНИЕ

В. Н. КЛИМОВИЦ и А. В. ФЕДОРОВ (СССР). Об оптимизации параметров потока жидкости в выходном сечении проточного тракта гидротурбин (русск., рез. рум.) . . . . . 7

ГАВРИЛА НИКУ, Д. ВИЛКУ и ВИКТОР ФЛОРИН ПОТЕРАШУ. Оптимальный режим движения подвижных подвесок испытательного стенда для сортировки зерна (франц., рез. рум.) . . . . . 19

СТАН ПАНАИТ. Датчик крутящих моментов, используемый для контроля химических потенциостатов сканером (нем., рез. рум.) . . . . . 33

РОМАЛД ЦЕРЕЛ. Выбор конструктивных функциональных параметров термических труб для получения оптимальной термической эффективности (нем., рез. рум.) . . . . . 39

ВИРДЖИЛ ДЖОРЖ. Метод исследования процесса вырыва в двигателях (рум., рез. русск.) . . . . . 57

ТРАЯН ВЕЛЧАНУ. Об условиях предварительных и транзисторных контактных систем зажигания (англ., рез. рум.) . . . . . 45

ДАН НИКОЛЬСКУ и СОРИН МИРЧА. Определение зависимости между требуемых сил профилированных машин для сварных труб и толщиной листа (англ., рез. рум.) . . . . . 47

ДАН СКУРТУ и ДАН НИКОЛЬСКУ. Теоретическое определение с помощью сеточного решающего электронного устройства деформации полюсов неравномерного листа при продольном сварном изготовлении (франц., рез. рум.) . . . . . 55

СИЛВИЯ ДРУЦУ. Новые виды торсиона применимости движения вертикали стопоров (рум., рез. русск.) . . . . . 63

Н. ГЕРГЕЛ, Н. ПОПА, ОЛИСЕЯ РОШУ, РОМИЦА РЕЗУШ и СЕРБАНУ БУЛИБАРУ. Методология для компенсирования ошибок сварки узлов в фазе типа „Роя иглой" (нем., рез. рум.) . . . . . 67

СИЛВИА ДРУЦУ. Установка и метода контроля твердости вертикали стопоров (рум., рез. русск.) . . . . . 75

Н. ГЕРГЕЛ. Математическое моделирование для электрохимического взвешивания (II) (англ., рез. рум.) . . . . . 81

ГР. Н. ТАШИЦ. Вклад в метод расчета графиков нагрузки установок для измерения трубчатых и полицилиндровых ковшей (I) (рум., рез. русск.) 89

РЕЦЕНЗИИ . . . . . 103

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

Y.D.K. 621.224

# ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ВЫХОДНОМ СЕЧЕНИИ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА ГИДРОТУРБИН

В. И. КЛИМОВИЧ и А. В. ФЕДОРОВ

**1.** В работе рассматривается задача оптимизации течения жидкости в выходном сечении проточного тракта гидротурбины. Исследование производится с помощью регулярных методов теории оптимального управления ; получены необходимые условия оптимальности и произведен их анализ. Сформулированы условия течения жидкости на входе в рабочее колесо гидротурбины, при которых окружная компонента скорости оптимального выходного потока равна нулю. Произведенные численные расчеты показывают, что оптимальные решения характеризуются возникновением „застойных“ зон в окрестности оси симметрии для определенного диапазона параметров задачи.

**2.** Основной задачей, возникающей при проектировании турбомашины, является создание такого агрегата, который обладал бы наилучшими рабочими характеристиками, важнейшей из которых является к.п.д. При этом конструктору задается ряд ограничений, таких как расход жидкости через турбину, высота плотины, геометрия проточного тракта и т.п. Для повышения к.п.д. турбины конструктор может, например, профилировать лопасти рабочего колеса (РК), изменять угловую скорость вращения РК и другие конструктивные факторы.

Задача оптимизации параметров турбомашины исследовалась рядом авторов. Среди работ, посвященных этой проблеме, отметим [1]—[5]. В [1] рассматривалась задача минимизации индуктивных потерь в гидротурбине в рамках „вихревой“ модели движения. Несмотря на то, что уравнения движения не использовались, автору удалось получить интересные качественные результаты о характере закрутки потока на выходе из РК. В [2] с помощью метода штрафных функций произведено численное исследование задачи максимизации мощности осевой турбинной ступени при заданных среднем тепловом перепаде, расходе и угловой скорости вращения РК. Некоторые вопросы оптимизации течений в турбомашинах рассматривались в [3]—[5].

В настоящей работе предлагается подход к задачам оптимизации параметров потока в выходном сечении проточного тракта гидротурбин, основанный на применении регулярных методов теории оптимального управления.

Рассмотрим осесимметричное течение идеальной несжимаемой ($\rho=\text{const}$) жидкости через турбину. Будем предполагать, что выходное сечение $l$, параллельное оси $R$ (рис. 1), в котором нас интересуют энергетические показатели потока, находится далеко за РК ; при этом вблизи $l$ можно считать, что линии тока повторяют в некотором смысле геометрию проточного тракта. Так, например, для течения в цилиндрической отсасывающей трубе вблизи $l$ меридиональные линии тока можно считать прямыми, параллельными образующей цилиндра. В силу сделанного предположения угол выхода потока $\gamma(R)$ из турбины и кривизну линий тока $K=\partial\gamma/\partial S$ ($S$ — длина дуги вдоль меридиональной линии тока $\psi=\text{const}$) будем считать в сечении $l$ известными функциями $R$.

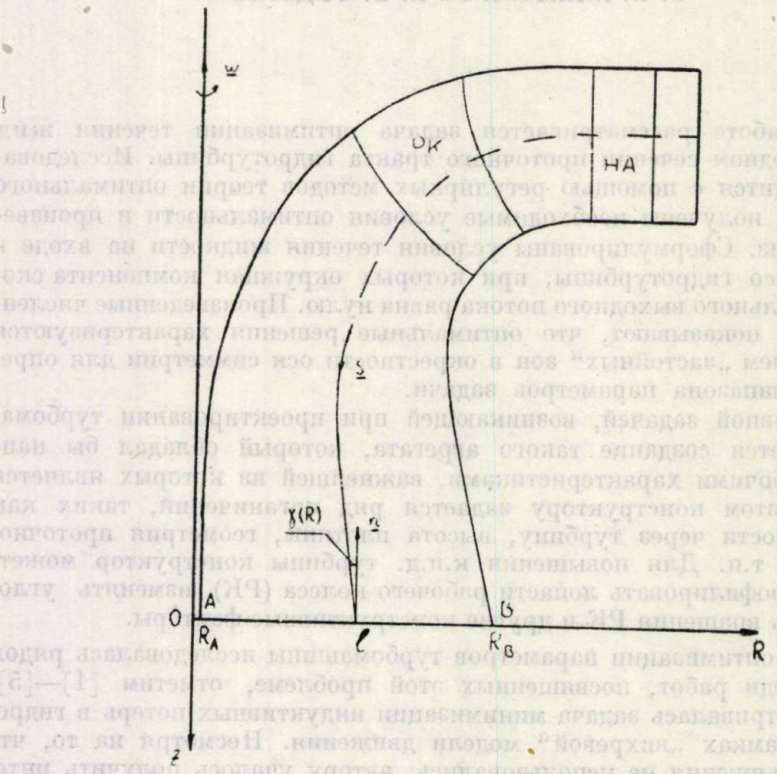



Рис. 1. Меридиональное сечение проточного тракта.

Уравнения, описывающие течение жидкости на $l$, имеют вид [6]

$$L_1 \equiv \rho^{-1}\frac{dp}{dR} - \frac{C_u^2}{R} - MC_M^2 = 0,$$

$$L_2 \equiv \frac{d\psi}{dR} - 2\pi RC_M \cos\gamma = 0, \tag{1}$$

$$L_3 \equiv I(\psi,\omega) + \omega RC_u - \frac{p}{\rho} - \tfrac{1}{2}(C_u^2 + C_M^2) = 0;$$

$$M(R)=-K(R)\cos^{-1}\gamma+\frac{\sin^2\gamma}{R}+\operatorname{tg}\gamma\frac{\mathrm{d}\gamma}{\mathrm{d}R}. \tag{2}$$

Здесь $C_M$ и $C_u$ — меридиональная и окружная составляющие вектора абсолютной скорости $\mathbf{C}$, $p$ — давление, $\omega$ — угловая скорость вращения РК. Функция тока $\psi(R)$ принимает значения $\psi=0$ при $R=R_A$ и $\psi=\psi^*$ при $R=R_B$ (рис. 1), где $\psi^*$ — расход жидкости через турбину. Интеграл Бернулли в относительном движении $I(\psi,\omega)$ определяется по формуле

$$I(\psi,\omega)=E_0-\omega RC_{u0}(\psi)-h(\psi,\omega), \tag{3}$$

где $E_0/g$ — напор в турбине (заданная константа); $RC_{u0}(\psi)$ — момент окружной скорости на входе в РК; $h(\psi,\omega)$ — величина потерь, вызванных диссипацией энергии в проточном тракте.

В рамках модели (1)—(3) рассмотрим задачу проектирования гидротурбины, имеющей максимальную мощность $N$, снимаемую с вала РК

$$\rho^{-1}N=\omega\int_0^{\psi^*}(RC_{u0}-RC_u)\mathrm{d}\psi=E_0\psi^*-\int_0^{\psi^*}\frac{p}{\rho}\mathrm{d}\psi-\int_0^{\psi^*}h\mathrm{d}\psi-\tfrac{1}{2}\int_0^{\psi^*}(C_u^2+C_M^2)\mathrm{d}\psi. \tag{4}$$

Направляющий аппарат будем имитировать заданием момента окружной скорости $RC_{u0}(\psi)$ на входе в РК. Будем считать, что расход $\psi^*$ через турбину является заданной константой, а вид функции $h(\psi,\omega)$ известен.

Требуется максимизировать функционал (4) выбором функции $C_M(R)$ и параметра $\omega$ ($\omega_-\leqslant\omega\leqslant\omega_+$) при связях (1)—(3), перечисленных выше ограничениях и заданном противодавлении $p_0$:

$$p_0=\frac{1}{\psi^*}\int_0^{\psi^*}p\mathrm{d}\psi=\frac{2\pi}{\psi^*}\int_{R_A}^{R_B}pRC_M\cos\gamma\,\mathrm{d}R. \tag{5}$$

На управление $C_M(R)$ наложим ограничение $C_M\geqslant 0$, которое физически означает условие безотрывности течения жидкости в сечении $l$.

С помощью множителей Лагранжа $\lambda(R)$, $\mu(R)$, $\nu(R)$, $\beta=\text{const}$ составим расширенный функционал задачи (1)—(5)

$$I=\int_0^{\psi^*}h\mathrm{d}\psi+\int_{R_A}^{R_B}\left[\mu L_1+\lambda L_2+\nu L_3+\pi R\cos\gamma\,C_M\left(C_M^2+C_u^2+\frac{\beta p}{\rho}\right)\right]\mathrm{d}R.$$

Необходимые условия стационарности для промежуточного по управлениям $C_M(R)$ и $\omega$ режима имеют вид

$$\delta C_M:\quad A_1\equiv\pi R\cos\gamma\left(3C_M^2+C_u^2+\beta\frac{p}{\rho}-2\lambda\right)-\nu C_M-2M\mu C_M=0; \tag{6}$$

$$\delta C_u: \quad 2\pi R\cos\gamma C_u C_M - \frac{2C_u}{R}\mu - \nu(C_u-\omega R)=0,$$

$$\delta\psi: \quad -\frac{d\lambda}{dR}+\nu\frac{\partial I}{\partial\psi}=0;$$

(7)
$$\delta\frac{p}{\rho}: \quad -\frac{d\mu}{dR}-\nu+\pi R\cos\gamma C_M\beta=0, \qquad \mu(R_A)=\mu(R_B)=0;$$

$$\delta\omega: \quad \int_0^{\psi^*}\frac{\partial h}{\partial\omega}d\psi+\int_{R_A}^{R_B}\nu\left(RC_u+\frac{\partial I}{\partial\omega}\right)dR=0.$$

На граничном по управлению $C_M$ режиме, отвечающем равенству $C_M=0$, необходимое условие стационарности записывается в форме: $A_1(R)\geqslant 0$. Можно показать, основываясь на (1), (7), что в случае, когда режим $C_M=0$ реализуется в интервале $R_A\leqslant R\leqslant R_0$ ($R_0$ — точка, в которой режим $C_M=0$ граничит с промежуточным режимом (6), (7)), условие $A_1(R)\geqslant 0$ при $R_A\leqslant R\leqslant R_0$ эквивалентно неравенству $\beta\leqslant 2$ в предположении, что функция $C_M(R)$ непрерывна в точке $R=R_0$.

Необходимое условие Лежандра слабого локального максимума функционала $N$ по управлению $C_M$ для промежуточного режима (6), (7) составляется с помощью стандартной методики и может быть преобразовано к виду

(8)
$$\frac{\pi R^2 C_M\cos\gamma}{\omega R-C_u}\left(3+\frac{C_M^2}{(C_u-\omega R)^2}\right)\omega+\mu\left\{\frac{C_u}{R(C_u-\omega R)}\left(1+\frac{C_M^2}{(C_u-\omega R)^2}\right)-M-\frac{1}{R}\frac{C_M^2}{(C_u-\omega R)^2}\right\}\geqslant 0.$$

Из (8) видно, что в точках, где $\mu=0$ (например, при $R=R_A$ и $R=R_B$ (см. (7)), условие Лежандра показывает, что $C_u<\omega R$.

Отметим, что при любом значении $\omega(\omega_-\leqslant\omega\leqslant\omega_+)$ функционал (4) при отсутствии связей (1) достигает глобального максимума, если [5]

(9)
$$C_u=0, \quad C_M=\psi^*\left[\int_{R_A}^{R_B}2\pi R\cos\gamma dR\right]^{-1}=\text{const}.$$

Покажем, что режим (9) реализуется при специальном выборе функции $RC_{u0}(\psi)$. Действительно, подставляя (9) в (1), (3), (5), найдем

(10)
$$\omega RC_{u0}(\psi)=-\frac{C_M}{2\pi}\int_0^{\psi}M(R)R^{-1}\cos^{-1}(\gamma)d\psi+$$
$$+\frac{C_M}{2\pi\psi^*}\int_0^{\psi^*}\left[\int_0^{\psi}M(R)R^{-1}\cos^{-1}\gamma d\psi\right]d\psi-h(\psi,\omega)-\frac{p_0}{\rho}+E_0-\tfrac{1}{2}C_M^2.$$

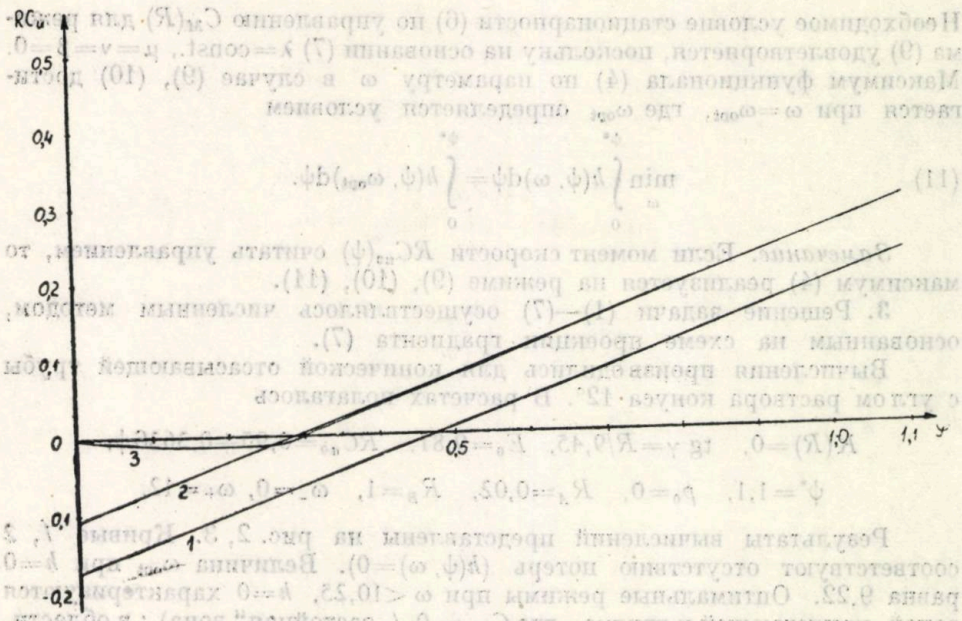



Рис. 2. Оптимальные распределения $RC_u(\psi)$ ($1 - \omega = 8{,}65$, $h=0$; $2 - \omega=9{,}22$, $h=0$; $3 - \omega=9{,}22$, $h\neq 0$).

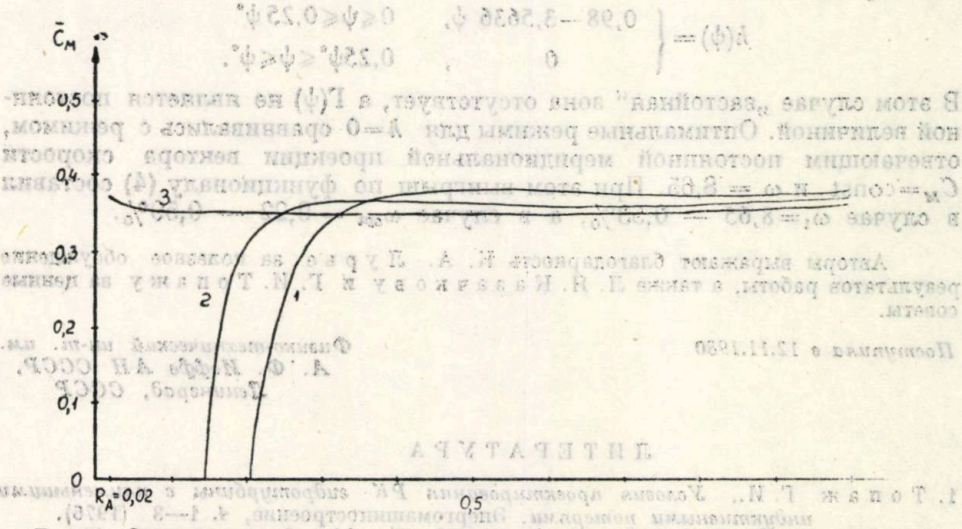



Рис. 3. Оптимальные распределения $C_M(R)$ ($1 - \omega=8{,}65$, $h=0$; $2 - \omega=9{,}22$, $h=0$; $3 - \omega=9{,}22$, $h\neq 0$).

Необходимое условие стационарности (6) по управлению $C_M(R)$ для режима (9) удовлетворяется, поскольку на основании (7) $\lambda=\text{const.}$, $\mu=\nu=\beta=0$. Максимум функционала (4) по параметру $\omega$ в случае (9), (10) достигается при $\omega=\omega_{opt}$, где $\omega_{opt}$ определяется условием

$$\min_{\omega}\int_0^{\psi^*} h(\psi,\omega)\,d\psi=\int_0^{\psi^*} h(\psi,\omega_{opt})\,d\psi. \tag{11}$$

*Замечание.* Если момент скорости $RC_{u0}(\psi)$ считать управлением, то максимум (4) реализуется на режиме (9), (10), (11).

**3.** Решение задачи (1)—(7) осуществлялось численным методом, основанным на схеме проекции градиента (7).

Вычисления производились для конической отсасывающей трубы с углом раствора конуса 12°. В расчетах полагалось

$$K(R)=0,\quad \operatorname{tg}\gamma=R/9{,}45,\quad E_0=9{,}81,\quad RC_{u0}=0{,}95+0{,}3636\psi,$$

$$\psi^*=1{,}1,\quad p_0=0,\quad R_A=0{,}02,\quad R_B=1,\quad \omega_-=0,\quad \omega_+=12.$$

Результаты вычислений представлены на рис. 2, 3. Кривые *1*, *2* соответствуют отсутствию потерь ($h(\psi,\omega)=0$). Величина $\omega_{opt}$ при $h=0$ равна 9,22. Оптимальные режимы при $\omega<10{,}25$, $h=0$ характеризуются зоной, прилегающей к втулке, где $C_M=0$ („застойная" зона) ; в области, прилегающей к периферийному обводу, меридиональная проекция скорости практически постоянна. При увеличении параметра $\omega$ площадь сечения, занятая „застойной" зоной, уменьшается. Анализ произведенных численных результатов показывает, что оптимальные режимы при $h=0$ характеризуются постоянной с точностью проводимых вычислений величиной сработки циркуляции $\Gamma(\psi)=RC_{u0}(\psi)-RC_u(\psi)$. Кривые *3* получены при $\omega=9{,}22$,

$$h(\psi)=\begin{cases} 0{,}98-3{,}5636\ \psi, & 0\leqslant\psi\leqslant 0{,}25\,\psi^* \\ 0, & 0{,}25\psi^*\leqslant\psi\leqslant\psi^*. \end{cases}$$

В этом случае „застойная" зона отсутствует, а $\Gamma(\psi)$ не является постоянной величиной. Оптимальные режимы для $h=0$ сравнивались с режимом, отвечающим постоянной меридиональной проекции вектора скорости $C_M=\text{const}$ и $\omega=8{,}65$. При этом выигрыш по функционалу (4) составил в случае $\omega_1=8{,}65$ — 0,53%, а в случае $\omega_{opt}=9{,}22$ — 0,59%.

Авторы выражают благодарность К. А. Лурье за полезное обсуждение результатов работы, а также Л. Я. Казачкову и Г. И. Топажу за ценные советы.

*Поступила в 12.11.1980*

*Физико-технический ин-т. им. А. Ф. Иоффе АН СССР, Ленинград, СССР*

ЛИТЕРАТУРА

1. Топаж Г. И., *Условия проектирования РК гидротурбины с наименьшими индуктивными потерями.* Энергомашиностроение, *4*, 1—3 (1976).
2. Бойко А. В., Говорущенко Ю. В., *Метод оптимального проектирования осевой турбинной ступени.* Теплоэнергетика, *4*, 76—79 (1977).

3. Шубенко–Шубин Л. А., Стоянов Ф. А., Кудренко А. В., *Об одном методе оптимизации параметров потока в осевых зазорах турбинных ступеней*. Энергомашиностроение, *3*, 22—23 (1978).
4. Ржезников Ю. В., Индурский М. С., *Оптимизация газодинамических параметров последней ступени паровой турбины*. Теплоэнергетика, *4*, 79—81 (1972).
5. Федоров А. В., *Об оптимальной структуре осесимметричного потока в выходном сечении проточного тракта гидротурбин*. Препринт ФТИ им. А. Ф. Иоффе АН СССР, № *651*, 1980, 52 с.
6. Этинберг И. Э., Раухман Б. С., *Гидродинамика гидравлических турбин*. Машиностроение, Ленинград, 1978, 279 с.
7. Федоренко Р. П., *Приближенное решение задач оптимального управления*. Наука, Москва, 1978, 486 с.

## OPTIMIZAREA PARAMETRILOR CURENTULUI DE FLUID ÎN SECŢIUNEA DE IEŞIRE A CANALULUI DE SCURGERE AL HIDROTURBINELOR

(Rezumat)

Se consideră problema maximalizării puterii furnizate de o turbină printr-o distribuţie convenabilă a parametrilor de curgere la secţiunea de ieşire a canalului de scurgere. Folosind proceduri uzuale în teoria controlului optimal se formulează condiţii la intrarea în rotorul hidroturbinei atunci cînd componenta unghiulară a curentului de ieşire optim este nulă. Calculele numerice arată că pentru soluţiile optime pot apărea zone de stagnare în vecinătatea axei de simetrie.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.D. 621—26

# RÉGIME OPTIMAL DE MOUVEMENT DES PLAQUES OSCILLANTES UTILISÉES AU SORTAGE DES CÉRÉALES

PAR

GABRIELA NEAGU, D. VIERU et VICTOR FLORIN POTERAŞU

**1. Introduction.** Le fonctionnement des cribles oscillants dépend du degrée de séparation des grains, des dimensions des orifices ainsi que de leur forme geométrique, de la vitesse de déplacement, de la trajectoire décrite par la masse des grains et de la trajectoire du grain sur la surface du crible. La productivité du régime de mouvement de la masse des grains est proportionnelle à la vitesse moyenne de transport, à la section transversale ainsi qu'à la densité de celle-ci. Pour la réalisation d'une productivité meilleure des cribles oscillants on peut choisir comme critère d'optimisation [1] la vitesse moyenne maximale par cycle de mouvement.

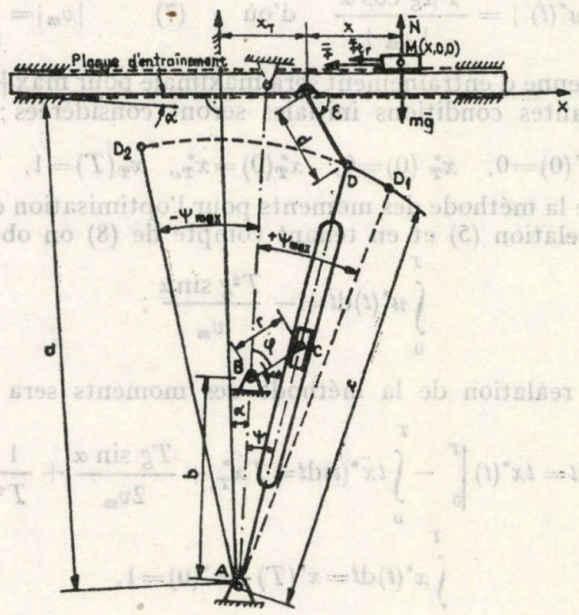



Fig. 1

**2. Loi optimale de mouvent.** On considère une plaque oscillante rectilinéairement guidée et entraînée par un mécanisme coulisse (fig. 1).

L'équation différentielle du mouvement du grain sur la plaque est

$$\ddot{x}+\ddot{x}_T=-g\sin\alpha-s\mu g\cos\alpha, \quad \text{où} \quad s=\operatorname{sign}\dot{x} \text{ et} \tag{1}$$

$$\ddot{x}_T=c[\ddot{\psi}\cos(\alpha+\psi)-\dot{\psi}^2\sin(\alpha+\psi)]+d(\ddot{\varepsilon}\sin\varepsilon+\dot{\varepsilon}^2\cos\varepsilon). \tag{2}$$

Les autres variables sont indiquées en [2].

La loi optimale de mouvement est déterminée par la méthode des moments. On pose :

$$\frac{F(t)}{m}=u(t)=s\mu g\cos\alpha=\begin{cases}\mu g\cos\alpha & \text{pour } \dot{x}(t)>0\\ -\mu g\cos\alpha & \text{pour } \dot{x}(t)<0\\ 0 & \text{pour } \dot{x}(t)=0\end{cases} \tag{3}$$

et on introduit les grandeurs sans dimensions

$$x^*(t)=\frac{x(t)}{v_m T}, \quad x_T^*(t)=\frac{x_T(t)}{v_m T}, \quad u^*(t)=\frac{u(t)T}{v_m}. \tag{4}$$

En remplaçant (4) en (1) il résulte

$$\ddot{x}^*(t)+\ddot{x}_T^*(t)=-\frac{g\sin\alpha}{v_m T}-\frac{1}{T^2}u^*(t), \tag{5}$$

($v_m$ — la vitesse moyenne d'entraînement du grain sur la plaque oscilante ; $T$ — la période du mouvement).

De (3) et (4) on a

$$\max|u^*(t)|=\frac{T\mu g\cos\alpha}{|v_m|} \quad \text{d'où} \tag{6}$$

$$|v_m|=\frac{T\mu g\cos\alpha}{\max|u^*(t)|}. \tag{7}$$

La vitesse moyenne d'entraînement sera maximale pour $\max|u^*(t)|$ minimum.

Les suivantes conditions initiales seront considérées :

$$x^*(0)=\dot{x}^*(0)=0, \quad x_T^*(0)=0, \quad \dot{x}_T^*(0)=\dot{x}_{T_0}^*, \quad x_T^*(T)=1, \quad \dot{x}^*(T)=0. \tag{8}$$

On utilise la méthode des moments pour l'optimisation en deux étapes : on intègre la relation (5) et en tenant compte de (8) on obtient

$$\int_0^T u^*(t)\,dt=-\frac{T^2 g\sin\alpha}{v_m}; \tag{9}$$

une deuxième realation de la méthode des moments sera

$$\int_0^T \dot{x}^*(t)\,dt=t\dot{x}^*(t)\Big|_0^T-\int_0^T t\ddot{x}^*(t)\,dt=T\dot{x}_{T_0}^*+\frac{Tg\sin\alpha}{2v_m}+\frac{1}{T^2}\int_0^T tu^*(t)\,dt, \tag{10}$$

$$\int_0^T \dot{x}^*(t)\,dt=x^*(T)-x^*(0)=1, \tag{10'}$$

$$\int_0^T tu^*(t)\,dt = T^2\left(1 - T\dot{x}^*_{T_0} - \frac{Tg\sin\alpha}{2v_m}\right). \tag{11}$$

La fonction inconnue $u(t)$ des inégalitées intégrales $\int_0^T \psi_i(t)u(t)\,dt = S_i$ où $\psi_i(t)$ sont des fonctions connues, $S_i$ — constantes données (les moments de la fonction $u(t)$) pour laquelle $\max |u(t)| = A$ est minimum

$$u(t) = A \operatorname{sign} \sum_{i=1}^{n} b_i\psi_i(t).$$

Donc, en employant les relations (9) et (11), la fonction de réglage optimal sera

$$u^*(t) = \frac{T\mu g\cos\alpha}{|v_m|} \operatorname{sign} b_2(t - t_0), \qquad t_0 = -\frac{b_1}{b_2}. \tag{12}$$

Soit $t_1 \in [0, T]$ de façon que $\dot{x}(t) > 0$, $t \in [0, t_1]$ et $\dot{x}(t) \leqslant 0$, $t \in (t_1, T]$ (choisissons le cas $\dot{x}(t) = 0$, $t \in (t_1, T]$).

De (9) il résulte

$$\int_0^T u^*(t)\,dt = \int_0^{t_1} \frac{T\mu g}{v_m}\cos\alpha\,dt - \int_{t_1}^{T} \frac{T\mu g\cos\alpha}{v_m}\,dt = -\frac{T^2 g\sin\alpha}{v_m}, \tag{13}$$

et on obtient

$$t_1 = \frac{\mu - \operatorname{tg}\alpha}{2\mu}T = a_0 T \qquad \left(a_0 = \frac{\mu - \operatorname{tg}\alpha}{2\mu}\right). \tag{14}$$

En utilisant (11) on a

$$T\dot{x}^*_{T_0} = 1 - \frac{Tg\sin\alpha}{2v_m} - \frac{T\mu g\cos\alpha}{2v_m}a_0^2. \tag{15}$$

De la relation ci-dessus on obtient l'expression de la vitesse moyenne d'entraînement maximale

$$v_m = \frac{Tg(\sin\alpha + a_0^2\mu\cos\alpha)}{2(1 - T\dot{x}^*_{T_0})}. \tag{15'}$$

**3. Loi optimale de mouvement pour une accélération bornée.** On considère

$$|\ddot{x}^*_T(t)| \leqslant \frac{k}{v_m T}, \quad k > 0. \tag{16}$$

Pour la minimisation de la fonction $\ddot{x}^*_T(t)$ on utilise la méthode des moments. En calculant les moments de $\ddot{x}^*_T(t)$ on a

$$\int_0^T \ddot{x}_T^*(t)\,dt = 0, \tag{17}$$

$$\int_0^T t\ddot{x}_T^*(t)\,dt = t\dot{x}_T(t)\Big|_0^T - \int_0^T \dot{x}_T^*(t)\,dt = T\dot{x}_{T_0}^*. \tag{18}$$

Selon la théorème des moments

$$\ddot{x}_T^*(t) = \frac{k}{v_m T}\,\text{sign}\, d_2(t-t_0), \quad t_0 = -\frac{d_1}{d_2}. \tag{19}$$

On suppose que pour $t \in [0, t_1]$ il y a la première étape de glissement, $\dot{x}(t) > 0$. Alors

$$\ddot{x}_T^*(t) = \begin{cases} -\dfrac{k}{v_m T}, & 0 \leqslant t < t_0 \\ 0, & t = t_0 \\ \dfrac{k}{v_m T}, & t_0 < t \leqslant t_1. \end{cases} \tag{20}$$

Dans l'intervalle du temps $(t_1, T]$ la vitesse du corps est $\dot{x}(t) \leqslant 0$, donc il suit l'étape du glissement inverse. On prend la situation limite $\dot{x}(t) = 0$. De (5) on obtient

$$\ddot{x}_T^*(t) = -\frac{g \sin \alpha}{v_m T} - \frac{1}{T^2} u^*(t), \quad t \in (t_1, T] \tag{21}$$

et en considérant (3) et (4) il résulte

$$\ddot{x}_T^*(t) = -\frac{g \sin \alpha}{v_m T}, \quad t \in (t_1, T]. \tag{22}$$

En employant (17), (20) et (22), on a

$$t_0 = \left[\frac{a_0}{2} + \frac{g(a_0 - 1)\sin \alpha}{2k}\right] T = b_0 T, \quad b_0 = \frac{a_0}{2} + \frac{g(a_0-1)\sin \alpha}{2k}, \tag{23}$$

et de (18), (20) et (21) on obtient la vitesse moyenne maximale

$$v_m = \frac{k(a_0^2 - 2b_0^2) + g(a_0^2 - 1)\sin \alpha}{2\dot{x}_{T_0}^*} = v_0. \tag{24}$$

Des relations (15) et (24) la période du cycle de mouvement est

$$T = \frac{2v_0}{2v_0 \dot{x}_{T_0}^* + g(\sin \alpha + a_0^2 \mu \cos \alpha)} = T_0. \tag{25}$$

En conclusion

$$\ddot{x}_T^*(t)=\begin{cases}-\dfrac{k}{v_0T_0}, & t\in[0,\,t_0]\,;\quad 0,\ t=t_0\,;\quad \dfrac{k}{v_0T_0}, & t\in(t_0,\,t_1]\,;\\ -\dfrac{g\sin\alpha}{v_0T_0}, & t\in(t_1,\,T_0]\end{cases}\tag{26}$$

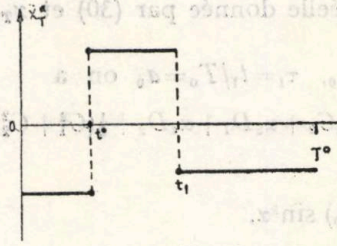



Fig. 2

où $v_0$, $T_0$, $t_0$, $t_1$ sont données par les relations précédentes. Le graphyque de la fonction (26) est représenté sur la fig. 2.

En intégrant deux fois la relation (26) on a

$$x_T^*(t)=\begin{cases}-\dfrac{k}{2v_0T_0}t^2+\dot{x}_{T_0}^*t, & t\in[0,\,t_0]\\ \dfrac{k}{2v_0T_0}t^2-\left(2\dfrac{kt_0}{v_0T_0}-\dot{x}_{T_0}^*\right)t+\dfrac{k}{v_0T_0}t_0^2, & t\in(t_0,\,t_1]\\ -\dfrac{g\sin\alpha}{2v_0T_0}t^2-\left(\dfrac{2kt_0}{v_0T_0}-\dfrac{k+g\sin\alpha}{v_0T_0}t_1-\dot{x}_{T_0}^*\right)t+\\ \qquad+\dfrac{1}{v_0T_0}\left(kt_0^2-\dfrac{k+g\sin\alpha}{2}t_1^2\right), & t\in(t_1,\,T_0],\end{cases}\tag{27}$$

la loi optimale de mouvement.

Puisque (27) est difficilement d'obtenir du point de vue pratique, on prend pour $x_T(t)$ une variation harmonique, soit

$$x_T=C\cos 2\pi\tau+D\cos(4\pi\tau+\beta),\qquad \tau=\frac{t}{T},\tag{28}$$

et

$$\ddot{x}_T=C_1\sin 2\pi\tau+C_2\cos 2\pi\tau+D_1\sin 4\pi\tau+D_2\cos 4\pi\tau.\tag{29}$$

En utilisant (26) on obtient la variation optimale

$$\ddot{x}_T(\tau)=\begin{cases}-k, & 0\leqslant\tau<\tau_0=\dfrac{t_0}{T_0}\\ 0, & \tau=\tau_0\\ k, & \tau_0<\tau\leqslant\tau_1=\dfrac{t_1}{T_0}\\ -g\sin\alpha, & \tau_1<\tau\leqslant 1.\end{cases}\tag{30}$$

L'erreur moyenne quadratique est donné par

$$\Phi=\int_0^1 [\ddot{x}_{T_r}(\tau)-\ddot{x}_{T_e}(\tau)]^2 d\tau, \tag{31}$$

ou $\ddot{x}_{T_r}(\tau)$ est l'accélération réelle donnée par (30) et $\ddot{x}_{T_e}(\tau)$ est l'accélération calculée par (29).

Puisque $\tau_0=t_0/T_0=b_0$, $\tau_1=t_1/T_0=a_0$ on a

$$\Phi=\alpha_0+\alpha_1C_1+\alpha_2C_2+\alpha_3D_1+\alpha_4D_2+\tfrac{1}{2}(C_1^2+C_2^2+D_1^2+D_2^2), \tag{32}$$

où

$$\left\{\begin{aligned}
\alpha_0&=a_0k^2+g^2(1-a_0)\sin^2\alpha,\\
\alpha_1&=\frac{1}{\pi}[k(1+\cos 2\pi a_0-2\cos 2\pi b_0)+g\sin\alpha(\cos 2\pi a_0-1)],\\
\alpha_2&=\frac{1}{\pi}[k(2\sin 2\pi b_0-\sin 2\pi a_0)-g\sin\alpha\sin 2\pi a_0],\\
\alpha_3&=\frac{1}{2\pi}[k(1+\cos 4\pi a_0-2\cos 4\pi b_0)+g\sin\alpha(\cos 4\pi a_0-1)],\\
\alpha_4&=\frac{1}{2\pi}[k(2\sin 4\pi b_0-\sin 4\pi a_0)-g\sin\alpha\sin 4\pi a_0].
\end{aligned}\right. \tag{32'}$$

La fonction $\Phi$ doit etre minimale, donc les conditions nécessaires de minimum sont les suivantes :

$$\frac{\partial\Phi}{\partial C_1}=0,\quad \frac{\partial\Phi}{\partial C_2}=0,\quad \frac{\partial\Phi}{\partial D_1}=0,\quad \frac{\partial\Phi}{\partial D_2}=0, \tag{33}$$

d'où

$$C_1=-\alpha_1,\quad C_2=-\alpha_2,\quad D_1=-\alpha_3,\quad D_2=-\alpha_4. \tag{34}$$

En utilisant (34), on obtient la forme suivante pour $\ddot{x}_T(\tau)$ :

$$\ddot{x}_T(\tau)=-(\alpha_1\sin 2\pi\tau+\alpha_2\cos 2\pi\tau+\alpha_3\sin 4\pi\tau+\alpha_4\cos 4\pi\tau). \tag{35}$$

**4. Exemple numérique.** Pour les conditions de départ

$$\alpha=10^\circ,\quad \mu=0{,}4,\quad k=8\ \text{m/s}^2,\quad \dot{x}^*_{T_0}=-0{,}2017302$$

il résulte

$$a_0=0{,}2795912,\quad b_0=0{,}0630951,\quad v_0=2{,}5\ \text{m/s},\quad T_0=5{,}015441\ \text{s}$$

et

$$\ddot{x}^*_T(t)=\begin{cases}
-0{,}6380296, & t\in[0\ ;\ 0{,}3164497)\\
0, & t=0{,}3164497\\
0{,}6380296, & t\in(0{,}3164497\ ;\ 1{,}4022731]\\
-0{,}135895, & t\in(1{,}4022731\ ;\ 5{,}015441].
\end{cases}$$

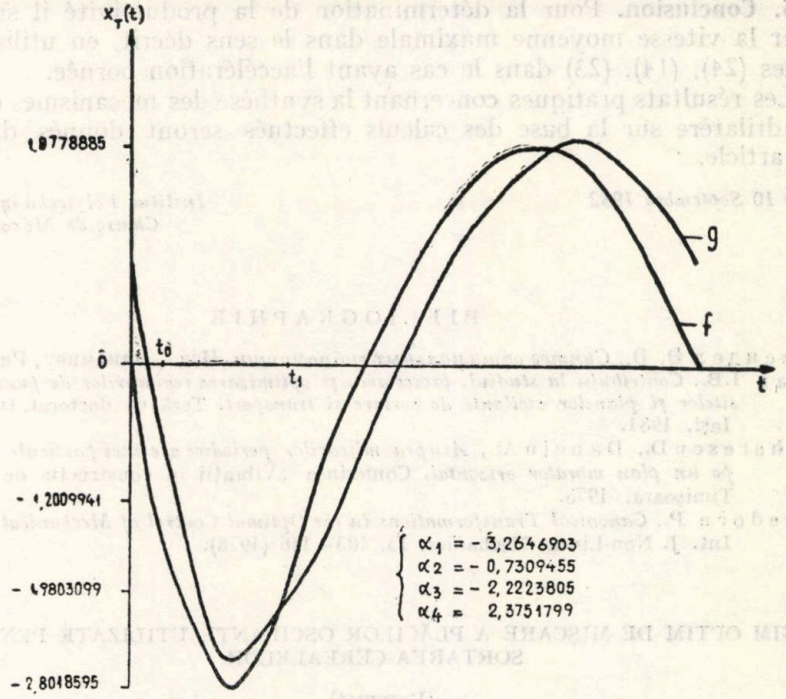



Fig. 3

De (27 et (4) on obtient (fig. 3)

$$f=x(t)=v_0T_0x^*(t)=\begin{cases}4t^2-2{,}5294147\,t, & t\in[0,\,t_0)\\ 4t^2-7{,}5926099\,t+0{,}8011233, & t\in[t_0,\,t_1)\\ -0{,}8517443\,t^2+6{,}0143311\,t- & \\ -8{,}9392004, & t\in[t_1,\,T_0]\end{cases}$$

$$t_0=0{,}3164497,\quad t_1=1{,}4022731,$$

avec

$$\alpha_1=-3{,}2646903,\ \alpha_2=0{,}7309455,\ \alpha_3=-2{,}2223805,\ \alpha_4=2{,}3751799$$

et

$$x_T(t)=\alpha_1\left(\frac{T}{2\pi}\right)^2\sin\frac{2\pi t}{T_0}+\alpha_2\left(\frac{T}{2\pi}\right)^2\cos\frac{2\pi t}{T_0}+\alpha_3\left(\frac{T}{4\pi}\right)^2\sin\frac{4\pi t}{T_0}+$$

$$+\alpha_4\left(\frac{T}{4\pi}\right)^2\cos\frac{4\pi t}{T_0}=-2{,}080178\sin\frac{2\pi t}{T_0}+0{,}4657399\cos\frac{2\pi t}{T_0}-$$

$$-0{,}3540111\sin\frac{4\pi t}{T_0}+0{,}3783511\cos\frac{4\pi t}{T_0}=g,$$

la loi optimale de mouvement.

**5. Conclusion.** Pour la détermination de la productivité il suffit de calculer la vitesse moyenne maximale dans le sens décrit, en utilisant les formules (24), (14), (23) dans le cas ayant l'accélération bornée.

Les résultats pratiques concernant la synthèse des mécanismes coulisse et quadrilatère sur la base des calculs effectués seront donnés dans un autre article.

*Reçue le 10 Septembre 1982*

*Institut Polytechnique, Jassy*
*Chaire de Mécanique*

## BIBLIOGRAPHIE

1. Лавендел Э. Э., *Синтез оптимальных вибромашин.* Изд. „Зинамне", Рига, 1970.
2. Bălan I.B., *Contribuţii la studiul, proiectarea şi optimizarea regimurilor de funcţionare a sitelor şi planelor oscilante de sortare şi transport.* Teză de doctorat, Inst. polit. Iaşi, 1981.
3. Becherescu D., Danciu Al., *Asupra mişcărilor periodice ale unei particule materiale pe un plan vibrator orizontal.* Conferinţa „Vibraţii în construcţia de maşini", Timişoara, 1978.
4. Hagedorn P., *Canonical Transformations in the Optimal Control of Mechanical Systems.* Int. J. Non-Linear Mechanics, **13**, 103–116 (1978).

## REGIM OPTIM DE MIŞCARE A PLĂCILOR OSCILANTE UTILIZATE PENTRU SORTAREA CEREALELOR

(Rezumat)

Pentru obţinerea unei productivităţi sporite a sortării masei de boabe de cereale aflate pe site oscilante se alege drept criteriu de optimizare viteza medie. Optimul se realizează prin minimizarea deplasării maxime a particulelor aflate în mişcare relativă pe planul oscilant aspru. Cu ajutorul metodei momentelor se obţine rezultatul dorit.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.K. 621.317

# SEISMISCHE DREHSCHWINGUNGSAUFNEHMER FÜR DIE KINEMATISCHE GENAUIGKEITSKONTROLLE

VON

STAN PANAIT

**1. Einleitung.** Beim Fräsen eines Zahnrades müssen die Werkzeugschneiden und der Tisch zum Zeitpunkt der Profilausbildung in ganz bestimmten Stellungen zueinander stehen. Abweichungen von diesen Stellungen beeinflüssen die geometrische Genauigkeit des Werkstückes. Diese Abweichungen, die den kinematischen Fehler der Maschine bilden, müssen als Differenz zwischen den beiden ungleichförmigen Bewegungen gemessen werden. Das bedeutet, daß die einzelnen Fehlerkomponenten (diskretes Spektrum des Fehlers) nach Frequenz und Amplitude zu bestimmen sind. Anhand den Werte der Fehlerkomponenten kann man weiterhin die Fehlerquellen in der Maschinengetriebekette bestimmen. Die Notwendigkeit Meßgeräte zur Bestimmung der Fehlerkomponenten zu entwickeln, ergab sich aus der Tatsache, daß es bis jetzt zur Messung der Einflußgrößen der Genauigkeit der Zahnradbearbeitung zwar eine Reihe von Verfahren gibt, die aber alle erhebliche Nachteile im praktischen Einsatz ausweisen.

Bei den Konstruktion einer Meßeinrichtung für die Prüfung der kinematischen Genauigkeit müssen noch folgende Forderungen berücksichtigt werden: Messungen im Aufnehmerlage; Meßmöglichkeit während der Bearbeitung des Werkstückes, z. B. Stirn-, Kegel-, Scraub-, und Schneckenrad; Meßmöglichkeit an Getrieben unter Belastung; Schnelle Meßbereitschaft, d.h. einfache Anbringungsmöglichkeit und leichte Transportmöglichkeit der Aufnehmer; Unwirksamkeit von außeren Störeinflüssen (z. B. von magnetischen Feldern) auf den Meßwert.

Der kinematische Maschinenfehler hat in den vergangenen Jahren zunehmendes Interesse gefunden, insbesondere seitdem neuerdings drei Verfahren zur Verfügung stehen, die Messung mit Hilfe elektronischer Mittel durchzuführen gestatten. Diese Verfahren sind:

a) das Magnetscheibenverfahren (Meßeinrichtung [1] IMO-S nach Stepanek zur Bestimmung tieffrequenten kinematischen Fehlerkomponenten);

b) das seismische Verfahren [2] nach Prof. Opitz (T.H. Aachen-BRD);

c) das induktive Verfahren [3] nach ENIMS (UdSSR).

In der Lehrgruppe Werkzeugmaschinen und Werkzeuge an der Technischen Hochschule „Gh. Asachi" Jassy werden mit dem Ziel, der Industrie und insbesonders den Verzahnmaschinen und Getriebeherstellern, brauchbare seismische Aufnehmer mit tieffen Eigenfrequenzen und hoher Meßempfindlichkeit, zur Verfügung zu stellen. Im folgenden werden einige Erläuterungen zu einem von uns entwickelten seismischen Aufnehmer ausgeführt.

**2. Prinzip, Aufbau, Wirkungsweise.** Die gleichförmige Drehbewegung laßt sich mit Hilfe einer seismischen Masse erzeugen. Bei dem vorliegenden Drehschwingungsaufnehmer handelt es sich — schwingungstechnisch gesehen — um einen gedämpften Einmassenschwinger mit einem Freiheitsgrad, und zwar die Drehbewegung. Dabei muß die Voraussetzung erfüllt werden, daß die Trägheitskräfte der Masse des Schwingers wesentlich größer als alle anderen auf diese Masse wirkenden Kräfte sind, da nur in diesem Fall die Masse des Schwingers mit hinreichenden Genauigkeit die mittlere Winkelgeschwindigkeit aufnimmt. Diese Voraussetzung ist jedoch nur bei den kinematischen Fehlern mit Frequenzen oberhalb der Eigenfrequenz des seismischen Systems erfüllt, dessen Eigenfrequenz niedriger als die tiefste Drehfehlerfrequenz ist, sodaß alle Fehler erfaßt werden können.

Die Differentialgleichung für die relative Drehbewegung zwischen Gehäuse und der seismischen Masse ist $J\ddot{\varphi}_r = -k_t\varphi_r - c\dot{\varphi}_r - J\ddot{\psi}$, oder

$$\ddot{\varphi}_r + 2\zeta p\dot{\varphi}_r + p^2\varphi_r = -\ddot{\psi}, \tag{1}$$

wobei: $J$ = Massenträgheitsmoment der Drehmasse [kg.m²]; $c$ = Dampfungskonstante [kgf.s/cm]; $\varphi_r$ = Verdrehung zwischen Gehäuse und der seismischen Masse; $\psi$ = Verdrehung des Gehäuses; $k_t$ = Drehfedersteife, [kgf.cm/rad]; $p = \sqrt{k_t/J}$ — Kreiseigenfrequenz ohne Dämpfung [rad/s]; $\zeta = c/2\sqrt{k_t J}$ — Dämpfungsmaß.

Im Abb. 1 zeigt man das Prinzip eines seismischen Drehschwingungsaufnehmers. Wie aus dem Abb. 1 zu ersehen ist, ist die Masse des Aufnehmers mit Hilfe eines Federgelenkes, das auch gleichzeitig das notwendige Rückstellmoment erzeugt, gelagert. Für die erforderliche lineare Dämpfung werden Hydraulik-Dämpfungssysteme mit Silikonöl verwendet.

Neben Unwucht, Eigenfehler, Eigenfrequenz und Dämpfungsmaßabweichungen kann das Meßergebnis nach durch die Ungenauigkeit in der Verhältnisbildung beeinflußt werden. Eine genaue Verhältnisbildung setz aber eine genaue Eichung des Aufnehmers voraus. Die Eichung kann statisch und dynamisch erfolgen. Bei der statischen Eichung wird der Rotor um einem bestimmten Winkelbetrag gedreht und die Brückenverstimmung ermittelt. Um auch bei hoherer Meßempfindlichkeit statisch eichen zu können, muß eine statische Rotordrehung um sehr kleine Winkelbeträge möglich sein. Zur statischen Eichung der gesamtem Meßeinrichtung wird der Rotor (seismische Masse) mit Hilfe einer entsprechenden Vorrichtung feinfühlig verstellt. Diese Verstellung wird z. B. mit einem Mikrokator und einem

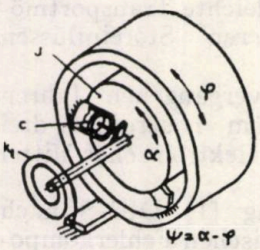



Abb. 1. — Prinzip eines gedämpften Einmassen-Drehschwingers.

induktiven Weggeber (Typ TIC 14.01 der Fabrik IAUC-Bucharest) gemessen und mit der Anzeige des TF Trägerfrequenzverstärkers N2302 verglichen.

Die dynamische Eichung läßt sich auf dem sogenannten Drehschwingungstisch (Typ ESE201 der Firma RFT-Dresden) mit einer mechanisch-elektrische Torsionsdynamometer durchführen, indem die Anzeige der Drehschwingungsaufnehmer mit der Anzeige eines Mikrokator und eines induktiven kontaktloser Weggeber vergleicht werden.

Den prinzipiellen Aufbau der Zusatzeinrichtung für die statische und dynamische Eichung von Aufnehmern zeigt man in Abb. 2 und 3. Das Beispiel eines dynamische Eichungdiagrams enthält Abb. 4.

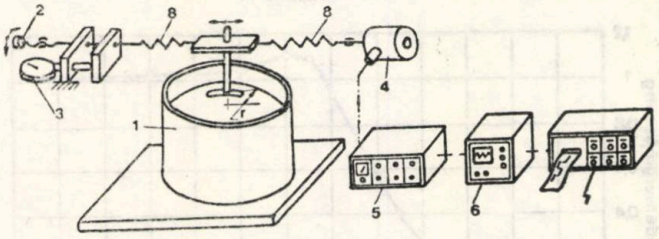



Abb. 2. —Prinzipieller Aufbau für die statische Eichung bei den Aufnehmern: *1* — Drechschwingungsaufnehmer; *2*—Schraubenmikrometer; *3* — Mikrokator (oder Meßuhr); *4*—Weggeber Typ TIC 14.01; *5* — Trägerfrequenzverstärker Typ N 2302; *6* —Oszilloskop Typ E 0102; *7* —Registriergerät (Oszillograpf Typ GG 201,8 Feder).

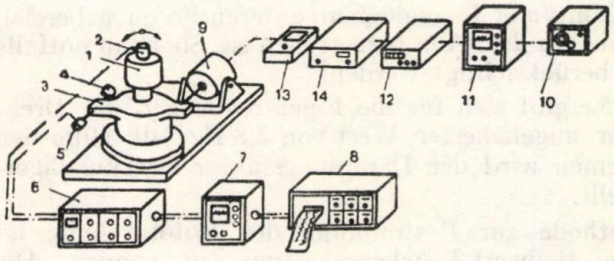



Abb. 3. —Prinzipieler Aufbau der Zusatzeinrichtung für die dynamische Eichung: *1* — Drechschwingungsaufnehmer; *2* — Schleifringkopf; *3*— Torsionsdynamometer; *4* — Mikrokator; *5* — Weggeber Typ 14.01; *6* — Trägerfrequenzverstärker Typ N 2 302; *7*—Oszilloskop Typ E 0103; *8*—Oszillograpf Typ GG 201; *9*—Drechschwingungstisch Typ ESE 201 E; *10* —Frequenzmaschine Typ E 0501; *11* — Oszilloskop Typ E 0102; *12* — Frequenzprüfer Typ E 0205; *13* — Voltamperemeter Typ E 0302; *14* — Verstärker Typ LV 102.

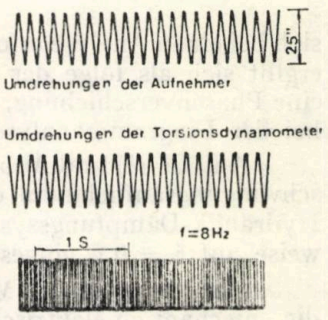



Abb. 4. — Dynamische Eichungdiagramme einer Drechschwingungsaufnehmuer.

Der Amplituden- und Phasenfrequenzgang der Drechschwingungsaufnehmer wird im Abb. 5 dargestellt. Mit Hilfe dieses Diagramms lassen

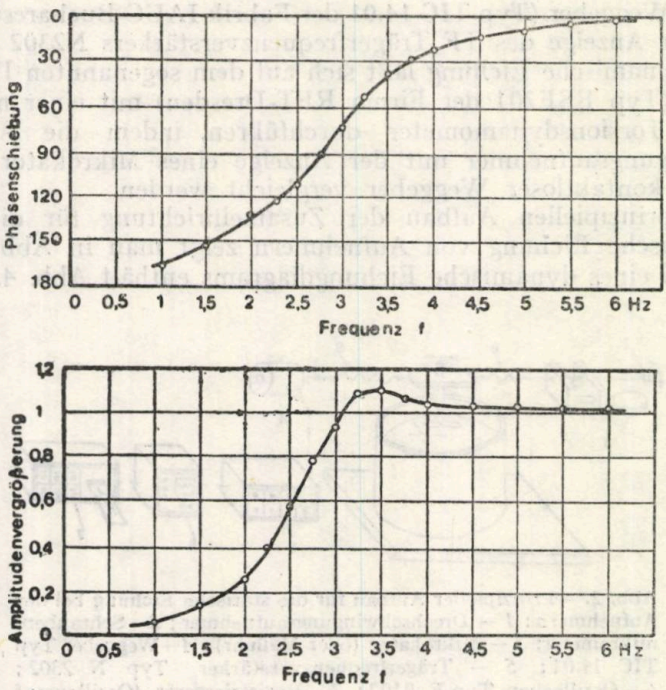



Abb. 5. — Amplituden- und Phasengang des Aufnehmers.

sich bei einen Analyse erforderlichenfalls die Meßwerte korrigieren. Weiterhin ergibt sich als folge der Dämpfung besonders im unteren Frequenzbereich eine Phasenverschiebung, wie aus dem Abb. 5 zuersehen ist. Sie kann notfalls bei der Diagrammanalyse berücksichtigt werden.

Aus Gl. (1) und Abb. 5 ergibt sich für die Eigenfrequenz $f_0$ des Drehschwingungsaufnehmers der augenäherter Wert von 2,8 Hz. Mit Hilfe den Hydraulik-Dämpfungssystemen wird der Dämpfungsfaktor zweckmäßigerweise auf $\xi = 0{,}6$ eingestellt.

Die geeigneteste Methode zur Bestimmung der Rotordrehung ist die mechanisch-elektrische Meßwert-Brückenschaltung zu nennen. Die Verlagerung des Rotors wird mit einen induktiven kontaktloser Weggeber bestimmt. Die Induktivitätsanderung ist in einem bestimmten Bereich dem Verschiebeweg proportional. Sind die Spulen Teil einer Wheatstone'schen Brückenschaltung, so erwirkt die Induktivitätsänderung bei Anlegen einer Wechselspanung eine Impedanzänderung dieser Spulen und verstimmt dadurch die vorher abgeglichene Brücke. Die Meßgrößen vom Weggeber (Typ TIC 14.01) können in einem handelsüblichen Trägerfrequenzmeßverstärker (Typ N 2302 der Fabrik IAUC-Bucharest) verstärkt werden, sofern seine Speisespannung bei 4 V und seine Trägerfrequenz bei 5 kHz liegt. Das verstärktes Signal des Trägerfrequenzmeßverstärker wird mit einen Oszillograf (Typ GG201 der Firma RFT-Zwönitz) registriert.

Die Wirkungsweise eines Aufnehmers ist :

Der Aufnehmer (Gehäuse) wird fest mit dem zu prüfunden Maschinenteil (Tisch, Welle, Rad) verbunden und führt die Fehlerbewegungen mit. Der federgefesselte Rotor dreht sicht mit und stellt sich auf Grund seiner Massenträgheit auf eine mittlere Drehgeschwindigkeit ein, welche als exakt angesehen werden kann, wenn die Perioden der Ungleichförmigkeit häfiger als einmal in einer Sekunden auftreten. Von diesem „Bezugssystem" aus, läßt sich dann der Meßwert als Weg gegenüber dem Gehäuse bestimmen.

**3. Schlussfolgerungen.** Aus theoretischen Betrachtungen und aus einer Untersuchung der verschiedenen Fehlermöglichkeiten ergab sich, daß das seismische Verfahren zur Bestimmung kinematischer Fehler, z.B. Ungleichförmigkeit, Wälzdrehfehler und Vorschubfehler, wegen seiner hohen Empfindlichkeit und Genauigkeit gut geeignet ist. Ferner ist diese Drehfehlerprüfung bei jeder beliebigen Lage Prüfachsen zueinander möglich.

Schließlich ermöglicht die Entwicklung des Drehschwingungsaufnehmers mit 2,8 Hz Eigenfrequenz noch die Bestimmung der kinematischen Genauigkeit von Kleinwälzfräsmaschinen, sowie auch die Einflankenwälzprüfung an Zahnrädern aus dem Arbeitsbereich der Feinwerktechnik und die Einflankenwälzprüfung an kleinen, hochtourig laufenden Getrieben.

*Eingegangen am 27. Oktober 1981*

*Technische Hochschule, Jassy,*
*Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge*

LITERATURVERZEICHNIS

1. Stepanek K., *Messung der Genauigkeit von Zahnrädern.* Feingerätetechnik, **15**, 3, 115-120 (1966).
2. Marquardt R., *Drehschwingungsaufnehmer DA-180 ein neues Gerät unsener Messgerätereibe.* Klingelnberg-Nachr., **15** *1*, 7—9 (1966).
3. Кристул Ю. А. и.с., *Кинематомер для контроля тепеи зубообрабатывающих станков.* Станки и инстр., *5* (1971).

## CAPTOR SEISMIC DE VIBRAŢII TORSIONALE PENTRU CONTROLUL PRECIZIEI CINEMATICE

(Rezumat)

Se prezintă condiţiile cerute captorilor pentru controlul preciziei cinematice a maşinilor-unelte cu lanţuri cinematice de interdependenţă, şi stadiul actual al cercetărilor în acest domeniu. Se prezintă, totodată, o nouă construcţie a unui captor seismic pentru controlul preciziei cinematice cu frecvenţa proprie de 2,8 Hz. Captorul seismic, conceput şi realizat în Laboratorul de Maşini-unelte şi scule al Institutului politehnic Iaşi, este utilizat la controlul preciziei cinematice a maşinilor de danturat, mici şi mijlocii, cît şi la controlul preciziei cinematice a roţilor dinţate.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.K. 621.03

# DIE WAHL DER KONSTRUKTIVEN UND BETRIEBSBEDINGTEN PARAMETER DER WÄRMEROHRE IN HINSICHT AUF EINEN OPTIMALEN WÄRMEWIRKUNGSGRAD

VON

RONALD PERETZ

Diese Arbeit stellt ein Optimierungsverfahren der konstruktiven und funktionalen Parameter eines WR vor, wodurch man einen maximalen Wärmewirkungsgrad für den Wärmeaustausch mit einem WR zwischen zwei Wärmeträgern erreicht. Das Heizmittel hat den Wasserwert $W_1$, für das Kühlmittel ist dieser $W_2$.

**Fall I**: $0 < W_1 \leqslant W_2 < \infty$. In diesem Fall ist der thermische Austauschgrad des WR folgenderweise definiert :

$$\Phi = \frac{Q}{W_1 (t_1' - t_2')}, \tag{1}$$

wobei : $Q$ — zwischen den beiden Wärmeträgern übertragene Heizleistung ; $t_1'$ — Eintrittstemperatur des Heizmittels ; $t_2'$ — Eintrittstemperatur des Kühlmittels. Idem man den WR-Verdampfer als selbstständigen Wärmeaustauscher betrachtet, der Wärme vom Heizmittel zum Arbeitsmittel im Inneren des WR($W_{AM} = \infty$) transferiert, kann man dessen Wärmewirkungsgrad folgenderweise definieren :

$$\varphi_1 = \frac{Q}{W_1 (t_1' - t_S)}, \tag{2}$$

wobei : $t_S$ — Sättigungstemperatur des WR-Arbeitsmittels ; es wird angenommen, daß $t_S$ denselben Wert im ganzen Dampfraum vorweist. Ähnlich wird der Wärmewirkungsgrad des Kondensators definiert

$$\varphi_2 = \frac{Q}{W_2 (t_S - t_2')}. \tag{3}$$

Aus den Gl. (1), (2), (3) deduziert man die Abhängigkeit des WR-Wärmewirkungsgrades von den Teilwärmewirkungsgraden des Verdampfers $\varphi_1$ und Kondensators $\varphi_2$:

$$\Phi = \left( \frac{1}{\varphi_1} + \frac{W_1}{W_2} \frac{1}{\varphi_2} \right)^{-1}. \tag{4}$$

Aus der Literatur [1] sind uns folgende Gleichungen bekannt:

$$\varphi_1 = 1 - e^{-\frac{K_1 F_1}{W_1}}, \tag{5}$$

$$\varphi_2 = 1 - e^{-\frac{K_2 F_2}{W_2}}, \tag{6}$$

wobei: $K_1$ — gesamte Wärmedurchgangszahl vom Heizmittel zum Arbeitsmittel des WR; $F_1$ — Wärmeaustauschfläche des WR-Verdampfers; $K_2$ — gesamte Wärmedurchgangszahl vom WR-Arbeitsmittel zum Kühlmittel; $F_2$ — Wärmeaustauschfläche des WR-Kondensators.

Im folgenden verwenden wir die Notierungen: $K_1F_1/W_1 = x > 0$ NTU (Number of Transfer Units) für den WR-Verdampfer; $K_2F_2/W_2 = y > 0$ NTU für den WR-Kondensator; $W_1/W_2 = c \in (0,1]$ dimensionsloser funktionaler Parameter. Aus (4), (5), (6) erhält man

$$\Phi = \left( \frac{1}{1 - e^{-x}} + C \frac{1}{1 - e^{-y}} \right)^{-1}. \tag{7}$$

Man bemerkt, daß $\Phi$ eine stetig ansteigende Funktion von $x$ und $y$ ist, wenn $c$ als Parameter betrachtet wird.

$$\text{Wenn: } \left.\begin{matrix} x \to +0 \\ y \to +0 \end{matrix}\right\} \to \Phi \to +0; \quad \text{Wenn: } \left.\begin{matrix} x \to \infty \\ y \to \infty \end{matrix}\right\} \to \Phi \to \frac{1}{1+c}.$$

Die $\Phi$-Werte befinden sich demzufolge im Bereich $(0, (1+c)^{-1})$. Indem man $x$ und $y$ entsprechend vergrößert, wird man desto höhere Werte für $\Phi$ erreichen, je kleiner $c$ ist. Z.B., bei $c=1$ wird der Wärmewirkungsgrad des WR mit Sicherheit kleiner als 0,5 sein:

$$\Phi|_{c=1} < 0{,}5. \tag{8}$$

In einem praktischen Fall können jedoch $x$ und $y$ nicht beliebig vergrößert werden. Öfters ist $x$ im Bereich $(0,1]$ und $y \in (0,1]$.

Wir wollen jetzt folgende Optimierungsprobleme lösen:

a) Wenn $y$ festgesetzt ist, soll man einen entsprechenden $x$-Wert finden in Hinsicht auf einen so groß als möglichen $\Phi$; $c$ wird als Parameter des Problems betrachtet.

b) Wenn $x$ festgesetzt ist, soll man einen entsprechenden $y$-Wert finden in Hinsicht auf einen so groß als möglichen $\Phi$; $c$ wird als Parameter des Problems betrachtet.

c) Für jeden $c$-Wert soll man ein Werte-Paar $(x, y)$ finden, so daß $\Phi$ so groß als möglich ist.

*Fall a)*: Der optimale $x$-Wert, $x_0$ ist derjenige, welcher, wenn man ihn mit $A\%$ vergrößert, eine Vergrößerung von $B\%$ in $\Phi$ impilizert. Wenn $x < x_0$, führt eine Vergrößerung von $x$ um $A\%$ zu einer Vergrößerung von $\Phi$, die größer ist als $B\%$. Mit anderen Worten, bei einem gegebenen $y$ (und $c$, als Parameter), lohnt es sich $x$ zu vergrößern, denn das hat eine wesentliche Vergrößerung von $\Phi$ (größer als $B\%$) als Folge, solange $x < x_0$. Wenn $x > x_0$ führt eine Vergrößerung von $x$ um $A\%$ zu einer ungenügenden Ver-

größerung von $\Phi$ (kleiner als $B\%$). Es lohnt sich also nicht, einen $x > x_0$ weiter zu vergrößern.

In Abb. 1 ist das Schema des Verfahrens zur $x_0$-Ermittlung vorgeführt.

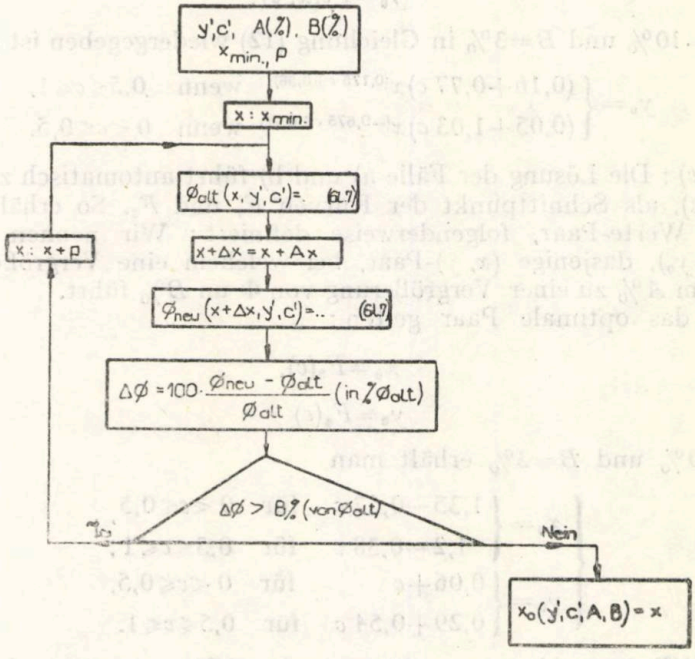



Abb. 1 — $y'$ — festgesetzter Wert von $y$; $c'$ — gewählter $c$-Wert: $x_{min}$ — Anfangswert von $x$; $p$ — Schrittgröße in der Vergrößung von $x$; $x_0$ — optimaler $x$-Wert.

Selbstverständlich sind die Werte von $A$ und $B$ subjektiv zu wählen und der $x_0$-Wert von dieser Wahl abhängig. Als Beispiel haben wir $A=10\%$ und $B=3\%$ angesetzt. Indem man das beschriebene Verfahren für verschiedene $y$- und $c$-Werte anwendet, erhält man $x_0$ als Funktion von $y$ und $c$,

$$x_0 = F_1(y, c). \tag{9}$$

Die Lösung für den Fall a), wenn $A=10\%$ und $B=3\%$ ist

$$x_0 = \begin{cases} (1{,}66-0{,}73c)y^{(0{,}175\,c+0{,}36)} & \text{wenn} \quad 0{,}5 \leqslant c \leqslant 1, \\ (1{,}77-0{,}95c)y^{(0{,}72\,c+0{,}09)} & \text{wenn} \quad 0 < c \leqslant 0{,}5. \end{cases} \tag{10}$$

*Fall b)*: Der optimale $y$-Wert, $y_0$, ist derjenige, welcher, wenn man ihn mit $A\%$ vergrößert, eine Vergrößerung von $B\%$ in $\Phi$ hervorruft. Wenn $y < y_0$, führt eine Vergrößerung von $y$ um $A\%$ zu einer Vergrößerung von $\Phi$, die größer ist als $B\%$. Mit anderen Worten, bei einem gegebenen $x$(und $c$, als Parameter), lohnt es sich $y$ zu vergrößern, denn das hat eine wesentliche Vergrößerung vom $\Phi$ (größer als $B\%$) als Folge, solange $y < y_0$. Wen $y > y_0$, führt eine Vergrößerung von $y$ um $A\%$ zu einer ungenügenden Vergrößerung

von $\Phi$ (kleiner als $B\%$). Es lohnt sich also nicht, einen $y>y_0$ weiter zu vergrößern.

Ähnlich wie bei Fall a) erhält man eine Funktion

$$y_0=F_2(x, c), \tag{11}$$

die für $A=10\%$ und $B=3\%$ in Gleichung (12) wiedergegeben ist:

$$y_0=\begin{cases}(0{,}16+0{,}77\,c)x^{(0{,}175\,c+0{,}36)} & \text{wenn } 0{,}5\leqslant c\leqslant 1,\\ (0{,}05+1{,}03\,c)x^{(-0{,}675\,c+0{,}79)} & \text{wenn } 0<c\leqslant 0{,}5.\end{cases} \tag{12}$$

*Fall c)*: Die Lösung der Fälle a) und b) führt automatisch zur Lösung von Fall c), als Schnittpunkt der Kurven $F_1$ und $F_2$. So erhält man ein optimales Werte-Paar, folgenderweise definiert: Wir nennen optimales Paar, $(x_0, y_0)$, dasjenige $(x, y)$-Paar, bei welchem eine Vergrößerung von $x$ oder $y$ um $A\%$ zu einer Vergrößerung von $\Phi$ un $B\%$ führt.

Für das optimale Paar gelten:

$$x_0=F_3(c), \tag{13}$$

$$y_0=F_4(c) \tag{14}$$

Für $A=10\%$ und $B=3\%$ erhält man

$$\begin{cases} x_0=\begin{cases}1{,}35-0{,}67\,c & \text{für } 0<c\leqslant 0{,}5,\\ 1{,}2-0{,}38\,c & \text{für } 0{,}5\leqslant c\leqslant 1;\end{cases}\\ y_0=\begin{cases}0{,}06+c & \text{für } 0<c\leqslant 0{,}5,\\ 0{,}29+0{,}54\,c & \text{für } 0{,}5\leqslant c\leqslant 1.\end{cases}\end{cases} \tag{15}$$

Bei einer WR-Anwendung erstrebt man, das WR so zu entwerfen, daß der thermische Widerstand auf der Verdampferseite dem thermischen Widerstand auf der Kondensatorseite gleich ist:

$$R_V=\frac{1}{k_1F_1}=R_K=\frac{1}{k_2F_2} \quad\leftrightarrow\quad K_1F_1=K_2F_2. \tag{16}$$

Die Bedingung (16) widerspricht keineswegs unserem Optimierungsverfahren, die Resultate sind jedoch nicht so gut wie bei der prozentuellen Optimierung. Für den Fall a) entnimmt man aus (16)

(17) $x_0=c^{-1}y$ Bedingung für das Optimum vom Gesichtspunkt der Gl. (16)

und für den Fall b)

(18) $y_0=cx$ Bedingung für das Optimum vom Gesichtspunkt der Gl.(16).

Aus dem Beispiel in Abb. 2 ist ersichtlich, daß die Bedingung (16) ein Kompromiss der Optimumkurven der Fälle a) und b) ist. Das Optimumpaar von Fall c) liegt zwar auf der Geraden (17)$\equiv$(18), es ist also im Fall c) nötig, daß Gl. (16) erfüllt ist, aber nicht ausreichend. Die Schlußfolgerungen, die wir mit Hilfe des in Abb. 2 abgebildeten Einzelfalles (ein gewisser $c$-Wert) zogen, haben allgemeine Gültigkeit (für alle $c$-Werte).

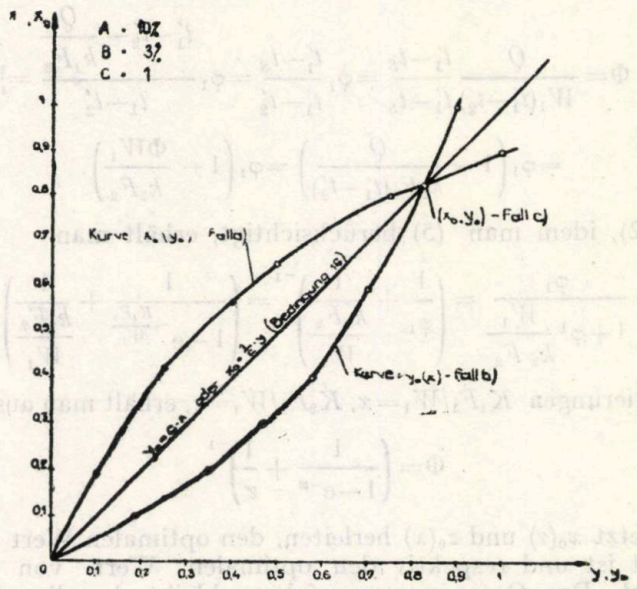



Abb. 2

**Fall II:** $0 < W_2 \leqslant W_1 < \infty$. In diesem Fall erhält man für den Wärmewirkungsgrad des WR:

$$\Phi = \frac{Q}{W_2(t_1' - t_2')} = \frac{Q}{W_1(t_1' - t_2')} \frac{W_1}{W_2} = \left[\left(\frac{1}{\varphi_1} + \frac{W_1}{W_2}\frac{1}{\varphi_2}\right)\frac{W_2}{W_1}\right]^{-1} = \tag{19}$$

$$= \left(\frac{1}{1-e^{-x}} c_1 + \frac{1}{1-e^{-y}}\right)^{-1}.$$

Hier ist $c_1 = W_2/W_1 \in (0,1]$. Indem man $c_1 = c$ (von Fall I) macht und $x$ mit $y$ permutiert, erhält man aus (19) die Gl. (7). Alle Schlußfolgerungen von Fall I sind demzufolge auf Fall II übertragbar, sowie alle Gleichungen die dort verwendet wurden, die einzigen Änderungen, die man vornehmen muß, bestehen in der Permutation $x \rightleftarrows y$ und in der Gleichsetzung von $c_1$ mit $c$.

**Fall III:** $0 < W_1 < W_2 = \infty$. Der Wärmewirkungsgrad des WR ist (1). Für den WR-Verdampfer gilt (2).

Wenn $W_2 = \infty$ können vir schreiben

$$t_2' = t_2'', \tag{20}$$

wobei $t_2''$ — Austrittstemperatur des Kühlmittels,

$$Q = K_2 F_2 (t_S - t_2'). \tag{21}$$

Aus den Gl. (1), (2) und (21) erhält man

$$\Phi=\frac{Q}{W_1(t_1'-t_2')}\frac{t_1'-t_S}{t_1'-t_S}=\varphi_1\frac{t_1'-t_S}{t_1'-t_2'}=\varphi_1\frac{t_1'-t_2'-\frac{Q}{k_1F_2}}{t_1'-t_2'}=$$

(22)

$$=\varphi_1\left(1-\frac{Q}{k_2F_2(t_1'-t_2')}\right)=\varphi_1\left(1-\frac{\Phi W_1}{k_2F_2}\right).$$

Aus (22), idem man (5) berücksichtigt, erhält man

$$\Phi=\frac{\varphi_1}{1+\varphi^1\frac{W_1}{k_2F_2}}=\left(\frac{1}{\varphi_1}+\frac{1}{\frac{k_2F_2}{W_1}}\right)^{-1}=\left(\frac{1}{1-e^{-\frac{K_1F_1}{W_1}}}+\frac{1}{\frac{k_2F_2}{W_1}}\right)^{-1}. \tag{23}$$

Mit den Notierungen $K_1F_1/W_1=x$, $K_2F_2/W_1=z$, erhält man aus Gl. (23)

$$\Phi=\left(\frac{1}{1-e^{-x}}+\frac{1}{z}\right)^{-1} \tag{24}$$

Wir wollen jetzt $x_0(z)$ und $z_0(x)$ herleiten, den optimalen Wert von $x$, wenn $z$ festgesetzt ist und respektiv den optimalen Wert von $z$, wenn $x$ festgesetzt ist. Das Optimierungsverfahren bleibt dasselbe wie in den früheren Fällen. Für $A=10\%$ und $B=3\%$ erhält man:

(25) Fall a) $x_0=1{,}1z^{0{,}5}$ wenn $0<z\leqslant 1{,}6$

(26) Fall b) $z_0=\begin{cases}1{,}87x & \text{wenn } 0<x\leqslant 0{,}4\\ 0{,}99x+0{,}35 & \text{wenn } 0{,}4\leqslant x\leqslant 1{,}35\end{cases}$

(27) Fall c) $\begin{cases}x_0=1{,}31\\ z_0=1{,}58.\end{cases}$

Die Bedingung (16) ist ein Kompromiss der Optimumkurven der Fälle a) und b). Das Optimumpaar von Fall c) liegt auf der aus Gl. (16) hergeleiteten Geraden.

**Fall IV**: $0<W_2<W_1=\infty$. Der Wärmewirkungsgrad des WR ist jetzt

$$\Phi=\frac{Q}{W_2(t_1'-t_2')}, \tag{28}$$

Für den WR-Kondensator ist der Wärmewirkungsgrad (3) gültig. Ähnlich wie bei Fall III erhält man

$$\Phi=\left(\frac{1}{1-e^{-\frac{K_1F_2}{W_2}}}+\frac{1}{\frac{K_1F_1}{W_2}}\right)^{-1}. \tag{29}$$

Mit den Notierungen $K_2F_2/W_2=y$, $K_1F_1/W_2=t$ folgern wir aus Gl. (29)

$$\Phi=\left(\frac{1}{1-e^{-y}}+\frac{1}{t}\right)^{-1} \tag{30}$$

Indem man $y$ mit $x$ permutiert und $t=z$ ansetzt, erhält man Gl. (24). So sind alle Gleichungen und Schlussfolgerungen von Fall III auf Fall IV übertragbar.

**Fall V**: $W_1=W_2=\infty$. Dieser Fall kann nicht auf Grund des Wärmewirkungsgrades des WR analysiert werden, da er mathematisch nicht bestimmbar ist.

Das hier vorgestellte Optimierungsverfahren betrachtete $c$, respektiv $c_1$, als den in der Hypothese gegebenen Parameter und gestattet keine rationelle Wahl von $c$, $c_1$. Wenn $F_1$, $F_2$ unverändert bleiben verringert sich allgemein $k_1/W_1$ wenn $W_1$ wächst und $k_2/W_2$ wenn $W_2$ wächst, also

$$\left.\begin{array}{l} W_1\nearrow \Rightarrow x\searrow \\ W_2\nearrow \Rightarrow y\searrow \end{array}\right\} \Rightarrow \Phi\searrow \tag{31}$$

Es ist jedoch nicht zweckmässig $\Phi$ durch $W_1$, $W_2\searrow$ zu vergrössern.

*Eingegangen am 23. September 1980*

*Technische Hochschule, Jassy*
*Laboratorium für Wärmelehre*

## LITERATURVERZEICHNIS

1. Bošnjaković F., *Betriebscharakteristik von Wärmeaustauschern.* VDI-Wärmeatlas, N *1*, 1956.
2. Bendescu I., Peretz R. ua., *Eficiența termică a unor tuburi termice gravitaționale cu apă distilată.* În „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini", Inst. polit. Iași, 1978.

## ALEGEREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALI AI TUBURILOR TERMICE PENTRU OBȚINEREA UNEI EFICIENȚE TERMICE OPTIME

(Rezumat)

Se prezintă un procedeu de optimizare a parametrilor constructivi și funcționali (sintetizați în complexe adimensionale de tip NTU—număr de unități de transfer) ai unui tub termic. Se obține un randament termic maxim pentru schimbul de căldură cu tubul termic între doi purtători de căldură, cu un efort constructiv rațional.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.Z. 621.43.032

# METODĂ DE URMĂRIRE A EVOLUŢIEI INJECŢIEI LA MOTORUL DIESEL

DE

VIRGIL GIURCĂ

**1. Introducere.** Evoluţia injecţiei în motorul diesel este caracterizată de viteza de injecţie sau de legea de injecţie. Viteza de injecţie exprimă variaţia debitului de combustibil injectat în cursul procesului de injecţie. Pe baza ei se poate stabili legea de injecţie, care redă alura de variaţie a fracţiunii din doza ciclică de combustibil care se injectează pînă în fiecare moment al procesului considerat. Urmărirea evoluţiei injecţiei sub aspectul vitezei sau legii de injecţie este necesară la stabilirea corelaţiei dintre procesele de formare a amestecului şi de ardere. Metodele experimentale de determinare a vitezei sau legii de injecţie pot fi directe sau indirecte.

Metodele directe se bazează pe determinarea nemijlocită a cantităţii de combustibil injectat în intervale de timp consecutive pe toată durata injecţiei. În acest scop se utilizează fie un aparat denumit stroboscop, fie un alt aparat denumit roată celulară. Ele furnizează viteza sau legea de injecţie medie, rezultată din captarea combustibilului injectat în cadrul unui număr suficient de mare de cicli. Metodelor directe li se reproşează relativa imprecizie datorită împrăştierii picăturilor din jet, inaplicabilitatea pe motor şi neproductivitatea.

Metodele indirecte se bazează pe transformarea unor mărimi caracteristice procesului de injecţie în mărimi electrice, care pot fi măsurate prin oscilografiere. Ele permit evidenţierea vitezei sau legii de injecţie concomitent cu evoluţia procesului de injecţie şi, uneori, pot fi aplicate şi la experimentarea echipamentului de injecţie direct pe motor. În cadrul metodelor indirecte se utilizează fenomenul de laminare la curgerea prin orificiile de pulverizare, impulsul jetului de combustibil, ecuaţia de continuitate aplicată la intrare (metoda Hoffmann) sau la ieşire (indicatorul de debit) din injector, elasticitatea combustibilului (indicatorul de presiune), legile propagării undelor de presiune în conducte închise, lungi (indicatorul Bosch, metoda Woschni-Anisits) şi fenomenul de electrizare a combustibilului în conducta de injecţie sau în jetul pulverizat. Deocamdată nu există o metodă unanim acceptată şi introdusă în uz, toate metodele cunoscute avînd avantaje şi dezavantaje specifice, care le limitează performanţele. Totuşi, metoda Woschni-Anisits [6], aplicabilă şi pe motor, precum şi indicatorul legii de injecţie Bosch [2], folosit la experimentarea echipamentului de injecţie pe stand, posedă atributele necesare pentru a fi considerate de referinţă.

Metoda Woschni-Anisits se bazează pe modelul fizico-matematic cunoscut al curgerii nestaționare a lichidelor în conducte închise, lungi. În cadrul ei se măsoară variația presiunii într-o secțiune oarecare a conductei de injecție și, eventual, deplasarea acului injectorului. Totodată, trebuie să se cunoască, din experiențe complementare, dependența dintre secțiunea efectivă de curgere prin pulverizator, pe de o parte, poziția acului și regimul de curgere, pe de altă parte.

Plecînd de la metoda menționată, în cele ce urmează se arată că este posibil să se urmărească evoluția injecției prin măsurarea simultană a variației presiunii în două secțiuni distincte ale conductei de injecție, fără a mai fi neapărat necesare experiențe suplimentare.

**2. Modelul fizico-matematic al procesului de injecție.** Se consideră un sistem de injecție format dintr-un element pompant oarecare cuplat cu un injector mecanic de tip închis, cu comandă hidraulică, avînd pulverizator polijet. Injectorul este cuplat cu racordul de refulare al pompei prin intermediul unei conducte de injecție.

Se presupune că între două injecții consecutive vibrația coloanei de combustibil din conducta de injecție se amortizează complet.

Curgerea unidimensională nestaționară a combustibilului în conducta de injecție, în prezența forțelor de frecare, se exprimă prin ecuația

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \frac{2k}{c^2}\frac{\partial w}{\partial t} = 0, \tag{1}$$

în care: $w$ este viteza lichidului; $x$ — coordonata în lungul conductei; $c$ — celeritatea; $t$ — timpul; $k$ — factorul de amortizare.

Se consideră următoarele secțiuni caracteristice în lungul conductei de injecție: $I$ — secțiunea de intrare în antecamera pulverizatorului; $II$ — secțiunea de racordare la injector; $III$ — secțiunea de racordare la pompa de injecție.

Condițiile la limită în antecamera pulverizatorului sînt exprimate prin:

a) ecuația continuității în secțiunea $I$

$$a_c w_I = \beta_c V_I' \dot{p}_I + a_A' \dot{z} + \mu_I' f_I' \sqrt{\frac{2}{\rho_c}(p_I - p_I'')} + \frac{\pi d_A \delta_A^3}{12\eta_c h_A}(p_I - p_0); \tag{2}$$

b) ecuația continuității în secțiunea de trecere printre ac și sediu

$$\mu_I' f_I' \sqrt{\frac{2}{\rho_c}(p_I - p_I'')} = a_A'' \dot{z} + \beta_c V_I'' \dot{p}_I'' + \mu_I'' f_I'' \sqrt{\frac{2}{\rho_c}(p_I'' - p_c)}; \tag{3}$$

c) ecuația de mișcare a acului

$$m_A \ddot{z} + r_A \dot{z} + c_A(z + z_0) = a_A' p_I + a_A'' p_I'' - a_A p_0; \tag{4}$$

d) aria secțiunii efective de curgere printre ac și sediu

$$\mu_I' f_I' = \Phi_1(z, \mathcal{R}e); \tag{5}$$

e) coeficientul de debit al orificiilor de pulverizare

$$\mu_I'' = \Phi_2(\mathcal{R}e) ; \tag{6}$$

f) volumul antecamerei pulverizatorului

$$V_I' = \Phi_3(z) ; \tag{7}$$

g) volumul canalului de legătură dintre sediul acului și orificiile de pulverizare

$$V_I'' = \Phi_4(z). \tag{8}$$

Semnificațiile notațiilor sînt următoarele : $a_C$ — aria secțiunii de curgere prin conducta de injecție; $w_I$ — viteza combustibilului la intrarea în antecamera pulverizatorului; $\beta_c$ — coeficientul de compresibilitate izotermă a combustibilului ; $V_I'$ — volumul antecamerei pulverizatorului ; $p_I$ — presiunea în secțiunea de intrare în antecamera pulverizatorului ; $a_A'$ — aria secțiunii transversale (inelare) a acului, pe care acționează presiunea din antecamera pulverizatorului ; $z$ — deplasarea acului injectorului față de sediu ; $\mu_I'$ — coeficientul de debit în secțiunea de curgere printre ac și sediu ; $f_I'$ — aria secțiunii geometrice de trecere printre ac și sediu ; $\rho_c$ — densitatea combustibilului ; $p_I''$ — presiunea de pulverizare ; $d_A$ — diametrul acului pe porțiunea de ghidare-etanșare ; $\delta_A$ — jocul radial dintre ac și bucșa pulverizatorului pe porțiunea de ghidare-etanșare ; $\eta_c$ — viscozitatea dinamică a combustibilului ; $h_A$ — lungimea porțiunii de ghidare-etanșare a acului ; $p_0$ — presiunea atmosferică ; $a_A''$ — aria secțiunii transversale a vîrfului acului, pe care acționează presiunea $p_I''$; $V_I''$ — volumul canalului de legătură cu orificiile de pulverizare ; $\mu_I''$ — coeficientul de debit al orificiilor de pulverizare ; $f_I''$ — aria secțiunii geometrice de trecere prin orificiile de pulverizare ; $p_c$ — presiunea gazelor din camera de ardere a motorului ; $m_A$ — masa mobilă aferentă acului injectorului ; $r_A$ — factorul de frecare pentru acul injectorului ; $c_A$ — constanta de elasticitate a arcului injectorului ; $z_0$ — strîngerea inițială a arcului injectorului ; $\Phi_1$, $\Phi_2$, $\Phi_3$ și $\Phi_4$ — funcții caracteristice pulverizatorului.

Viteza de injecție se exprimă prin debitul de combustibil ce se injectează

$$Q_v = \mu_I'' f_I'' \sqrt{\frac{2}{\rho_c}(p_I'' - p_c)}. \tag{9}$$

Legea de injecție se exprimă fie sub formă dimensională

$$V = \int_{t_0}^{t} Q_v \mathrm{d}t, \tag{10}$$

fie sub formă adimensională

$$q = \frac{V}{V_{\text{ciclic}}}, \tag{11}$$

unde : $t_0$ este momentul în care începe injecţia combustibilului şi $V_{ciclic}$ — doza ciclică de combustibil injectat.

*Observaţie.* La terminarea injecţiei $t=t_i$, $V=V_{ciclic}$ şi $q=1$.

**3. Principiul metodei.** 3.1. *Cazul în care nu se consideră forţele de frecare.* Se consideră un moment $t$ oarecare din timpul procesului de injecţie şi se analizează fenomenele de propagare a undelor de presiune în conducta de injecţie. Se observă :

1° presiunea în unda reflectată care soseşte de la injector în secţiunea *III* este identică cu presiunea în unda reflectată prezentă în secţiunea *II* la momentul $t - L/c$, $L$ fiind lungimea conductei de injecţie propriu-zise (între secţiunile *II* şi *III*)

$$p_{R_{III(t)}} \equiv p_{R_{II}\left(t-\frac{L}{c}\right)}; \tag{12}$$

2° presiunea în unda incidentă din secţiunea *III* este

$$p_{D_{III}} = p_{III} - p_{R_{III}} - p_{rem}, \tag{13}$$

$p_{rem}$ fiind presiunea remanentă din conducta de injecţie ;

3° presiunea în unda incidentă din secţiunea *II* este identică cu presiunea în unda incidentă din secţiunea *III* la momentul $t - L/c$

$$p_{D_{II(t)}} \equiv p_{D_{III}\left(t-\frac{L}{c}\right)}; \tag{14}$$

4° presiunea în unda reflectată prezentă în secţiunea *II* este

$$p_{R_{II}} = p_{II} - p_{D_{II}} - p_{rem}. \tag{15}$$

Observaţii similare se pot face pentru secţiunea *I*, plasată la distanţa $l$ de secţiunea *II* :

$$p_{D_{I(t)}} \equiv p_{D_{II}\left(t-\frac{l}{c}\right)}, \tag{16}$$

$$p_{R_{I(t)}} \equiv p_{R_{II}\left(t+\frac{l}{c}\right)}, \tag{17}$$

$$p_I = p_{rem} + p_{D_I} + p_{R_I}, \tag{18}$$

$$w_I = \frac{1}{c\rho_c}(p_{D_I} - p_{R_I}). \tag{19}$$

Presiunea din antecamera pulverizatorului şi viteza medie la intrarea în antecameră se pot determina prin oscilografierea presiunii la extremităţile conductei de injecţie sau în alte două secţiuni distincte ale acesteia, plasate la o distanţă convenabil aleasă şi cunoscută, care să conducă la valori decelabile pentru intervalele de timp necesare propagării undelor între secţiunile respective.

Determinarea debitului de combustibil ce se injectează se bazează pe rezolvarea sistemului format din ecuaţiile (2) ... (4).

Dacă se oscilografiază şi deplasarea acului injectorului, iar sistemul de ecuaţii se rezolvă printr-o metodă cu diferenţe finite, rezultă în ordine

$$p''_{I_j}=\frac{1}{a''_A}\left[\frac{m_A}{\Delta t^2}(z_j-2z_{j-1}+z_{j-2})+c_A(z_j+z_0)-a'_A p_{I_j}+a_A p_0\right], \tag{20}$$

$$\mu'_{I_j}f'_{I_j}=\frac{\sqrt{\rho_c}}{\sqrt{2(p_{I_j}-p''_{I_j})}}\left[a_C(w_{I_j}+w_{I_{j-1}})-\frac{\beta_c}{\Delta t}(V'_{I_j}+V'_{I_{j-1}})(p_{I_j}-p_{I_{j-1}})-\right.$$
$$\left.-\frac{2a'_A}{\Delta t}(z_j-z_{j-1})-\frac{\pi d_A\delta_A^3}{6\eta_c h_A}\left(\frac{p_{I_j}+p_{I_{j-1}}}{2}-p_0\right)\right]-\mu'_{I_{j-1}}f'_{I_{j-1}}\sqrt{\frac{p_{I_{j-1}}-p''_{I_{j-1}}}{p_{I_j}-p''_{I_j}}}, \tag{21}$$

$$Q_{v_j}=\sqrt{\frac{2}{\rho_c}}\left[\mu'_{I_j}f'_{I_j}\sqrt{p_{I_j}-p''_{I_j}}+\mu'_{I_{j-1}}f'_{I_{j-1}}\sqrt{p_{I_{j-1}}-p''_{I_{j-1}}}\right]-\frac{2a''_A}{\Delta t}(z_j-z_{j-1})-$$
$$-\frac{\rho_c}{\Delta t}(V''_{I_j}+V''_{I_{j-1}})(p''_{I_j}-p''_{I_{j-1}})-Q_{v_{j-1}}. \tag{22}$$

Se poate renunța la oscilografierea deplasării acului injectorului, dacă la rezolvarea sistemului de ecuații se neglijează influența laminării printre ac și sediu. Ipoteza poate fi acceptată, îndeosebi, în perioada în care acul fiind pe limitatorul de cursă, secțiunea de trecere printre ac și sediu este mult mai mare decît secțiunea orificiilor de pulverizare. Rezultă în ordine

$$z_j=\frac{[a_A(p_{I_j}-p_0)-c_A z_0]\Delta t^2+m_A(2z_{j-1}-z_{j-2})}{m_A+c_A\Delta t^2}, \tag{23}$$

$$\mu''_{I_j}=\frac{\sqrt{\rho_c}}{f''_I\sqrt{2(p_{I_j}-p_{c_j})}}\left[a_C(w_{I_j}+w_{I_{j-1}})-\frac{\beta_c}{\Delta t}(V'_{I_j}+V'_{I_{j-1}})(p_{I_j}-p_{I_{j-1}})-\right.$$
$$\left.-\frac{2a_A}{\Delta t}(z_j-z_{j-1})-\frac{\pi d_A\delta_A^3}{12\eta_c h_A}(p_{I_j}+p_{I_{j-1}}-2p_0)\right]-\mu''_{I_{j-1}}\sqrt{\frac{p_{I_j}-p_{c_{j-1}}}{p_{I_j}-p_{c_j}}}, \tag{24}$$

$$Q_{v_j}=\mu''_{I_j}f''_{I_j}\sqrt{\frac{2}{\rho_c}}\sqrt{p_{I_j}-p_{c_j}}. \tag{25}$$

Metoda se poate aplica pentru orice tip de pulverizator, relațiile precedente deosebindu-se doar prin condițiile la limită.

3.2. *Cazul în care se consideră forțele de frecare.* Se consideră același mecanism de propagare a undelor de presiune, dar se au în vedere și perturbațiile provocate de forțele de frecare.

O primă variantă de rezolvare se bazează pe relațiile evidente :

$$p_{III(t)}=p_{\text{rem}}+p_{D\,III(t)}+F_a p_{R_I}\left(t-\frac{L+l}{c}\right), \tag{26}$$

$$p_{I(t)}=p_{\text{rem}}+F_a p_{D\,III}\left(t-\frac{L+l}{c}\right)+p_{R_{I(t)}}, \tag{27}$$

$$p_{D\,II(t)}\equiv F_a p_{D\,III}\left(t-\frac{L}{c}\right), \tag{28}$$

(29) $$p_{R_{II(t)}} \equiv F_a p_{R_I}\left(t-\frac{\iota}{c}\right).$$

Aici, $F_a$ reprezintă factorul de amortizare a undelor de presiune, dependent de rezistența hidraulică a conductei de injecție.

Oscilografiind presiunile în secțiunile *II* și *III* ale conductei de injecție se determină presiunea în secțiunea *I*. În continuare intră în acțiune unul din mecanismele de calcul de la punctul **3.1.** Deoarece se consideră și forțele de frecare care apar între acul pulverizatorului și ghidajul acestuia, relațiile de calcul sînt următoarele :

(30) $$p''_{I_j}=\frac{1}{a''_A}\left[\frac{m_A}{\Delta t^2}(z_j-2z_{j-1}+z_{j-2})+\frac{r_A}{\Delta t}(z_j-z_{j-1})+c_A(z_j+z_0)-a'_A p_{I_j}+a_A p_0\right],$$

(31) $$z_j=\frac{[a_A(p_{I_j}-p_0)-c_A z_0]\Delta t^2+(2m_A+r_A\Delta t)z_{j-1}-m_A z_{j-2}}{m_A+(c_A\Delta t+r_A)\Delta t}.$$

A doua modalitate de rezolvare se bazează pe metoda caracteristicilor. Se determină experimental presiunile în secțiunile *II* și *III*, adică $p_{i_{II(t)}}$ și $p_{i_{III(t)}}$, oscilografiate cu ajutorul traductorilor plasați în secțiunile respective. Înainte de a începe faza de refulare la pompa de injecție traductorii nu sesizează nici un fel de perturbații. Pînă în momentul în care traductorul de presiune plasat în secțiunea *III* va fi parcurs de frontul primei unde perturbatoare, coloana de lichid din conductă între secțiunile *III* și *I* este imobilă. Deci

(32) $$w_{i,\,j-1}\,|_{i=i_{III},\,i_I}=0.$$

Cînd presiunea în secțiunea *III* începe să varieze, intră în acțiune procedeul de calcul prezentat în continuare.

Se calculează vitezele medii ale lichidului în lungul conductei, $w_{i,j}$, pentru $i=i_{III}+1$, $i_{II}-1$, cu relația

(33) $$w_{i,j}=b_1(w_{i-1,j-2}+w_{i,j-1})+b_2(w_{i+1,j-1}-w_{i,j-2})+b_3 w_{i-1,j-1},$$

în care coeficienții $b_1$, $b_2$ și $b_3$ depind de factorul de amortizare $k$. Indicii $i_{III}$ și $i_{II}$ marchează parametrii din secțiunile în care se măsoară presiunile.

Vitezele medii ale lichidului în secțiunile *III* și *II* sînt

(34) $$w_{i_{III},j}=w_{i_{III}+1,j}+\frac{1}{c\rho_c}(p_{i_{III},j}-p_{i_{III},j-1})$$

și

(35) $$w_{i_{II},j}=w_{i_{II}+1,j}-\frac{1}{c\rho_c}(p_{i_{II},j}-p_{i_{II},j-1}).$$

Se calculează apoi vitezele $w_{i,j}$ pentru $i=i_{II}+1$, $i_I-1$ cu relația (33), $i_I$ marcînd secțiunea de intrare în antecamera pulverizatorului.

Presiunile în lungul conductei de injecție se stabilesc cu relația

(36) $$p_{i,j}=p_{i-1,j}+c\rho_c(w_{i,j}-w_{i,j-1}),$$

pentru $i=i_{III}+1$, $i_{II}-1$ și apoi, pentru $i=i_{II}+1$, $i_I-1$.

Pe baza condițiilor la limită la injector se obține presiunea în antecamera pulverizatorului $p_{I_j}$, poziția acului $z_j$ și debitul mediu de combustibil injectat $Q_{v_{j\,\mathrm{med}}}$, în intervalul de timp $j$.

În final se calculează presiunea în secțiunea limită $I$ de la intrarea în antecamera pulverizatorului cu relația [3]

$$p_{i_I,j}=p_{I_j}-\frac{\rho_c}{2}w_{i_I,j-1}[1-\xi_I(\mathrm{sign}\, w_{i_I,j-1})], \tag{37}$$

unde $\xi_I$ este coeficientul de pierdere locală în secțiunea $I$.

Calculul se reia pentru intervalul de timp următor prin stabilirea vitezelor în lungul conductei de injecție.

Informațiile experiementale utilizate în calcule se pot amplifica prin oscilografierea deplasării acului injectorului $z$ și eventual, prin determinări în regimuri de curgere staționare privind dependențele $\mu_I' f_I'(z, \mathcal{R}e)$ și $\mu_I''(\mathcal{R}e)$. În acest fel, precizia cu care se obține legea de injecție poate fi sporită.

**4. Concluzii.** 1. Mecanismul curgerii tranzitorii a combustibilului în conducta de injecție a motorului diesel evidențiază o nouă posibilitate de determinare a legii de injecție, derivată din metoda Woschni-Anisits. Metoda propusă se bazează pe oscilografierea simultană a presiunii în două secțiuni distincte ale conductei de injecție și pe rezolvarea sistemului de ecuații care exprimă condițiile la limită de la injector. În acest scop se utilizează modelele fizico-matematice de tratare a procesului de injecție, elaborate de Astahov, Fomin și Deacenko.

2. În funcție de importanța forțelor de frecare din sistem, se prezintă distinct procedeele de calcul pentru cazul în care forțele respective pot fi neglijate, precum și pentru cazul în care ele trebuie considerate.

3. Pentru mărirea preciziei de calcul se indică să se oscilografieze deplasarea acului injectorului și, eventual, să se determine secțiunile efective de curgere prin pulverizator în regimuri de curgere staționare

4. Metoda se poate aplica pentru orice sistem de injecție, atît la experimentarea lui pe stand, *cît și* pe motor. Experiențele necesare se realizează cu aparatură de uz curent, iar procedeul de prelucrare a datelor se pretează la programarea pe calculatoarele numerice.

*Primită la 10 martie 1982*

*Institutul politehnic, Iași,*
*Catedra de mecanoenergetică*

## BIBLIOGRAFIE

1. Астахов И. В., *Гидравлический расчёт и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия.* Труды И.И.Л.Д., Изд. Машгиз, Москва, 1955.
2. Bosch W., *Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen.* Motortechnische Zeitschrift, 25, 7 (1964).
3. Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Пугачев Б. П., Русинов Р. В., Мельников Г. В., *Теория двигателей внутреннего сгорания.* Изд. Машиностроение, Ленинград, 1974.

4. Фомин Ю. Я., *Топливная аппаратура судовых дизелей*. Изд. Транспорт, Москва, 1966.
5. Giurcă V., *Metodă de determinare a legii de injecţie la motoarele cu ardere internă cu piston*. Bul. Inst. polit. Iaşi, **XX (XXIV)**, *3—4*, s. IV (1974).
6. Woschni G., Anisits F., *Elektronische Berechnung des Einspritzverlaufes im Dieselmotor aus dem gemessenen Druckverlauf in der Einspritzleitung*. Motortechnischezeitschrift, **30**, *7* (1969).

## МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА В ДИЗЕЛЯХ

(Резюме)

Механизм неустойчивого режима движения топлива в системе впрыска выявляет возможность нового метода определения закона подачи гоплива, на основе метода Вошни—Аниситс.

Предложённый метод основывается на одновременном осциллографировании давления в двух различных сечениях нагнетательного трубопровода и решении системы уравнений которые выражают граничные условия для форсунки. Для этого нужно использовать физико-математические модели исследования процесса впрыска, выведены Астаховым, Дъяченко и Фомином.

Влияние сил трения в начнетательном трубопроводе на метод расчёта вызывает необходимость произвести расчёты в двух случаях : 1) когда силы трения принимаются в расчёт, и 2) когда не принимаются в расчёт, в зависимости от их размера .

Этот метод может быть применён для всякой системы впрыска, как во время стендовых испытаний, так и в реальных условиях эксплуатации (моторных испытаний).

Для испытаний применяются нормальная аппаратура, а обработка результатов испытаний производится на Э.В.М.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.C. 621.43.04

# ON THE CONDITIONS IMPOSED TO THE TRANSISTORS OF THE CAPACITIVE DISCHARGE IGNITION SYSTEM

BY

TRAIAN VIDRAŞCU

The electrical ignition system is one of the most solicitated elements of the autovehicles. On its good operation depends the promptitude with which the explosion engine works.

The analysis of the present tendencies concerning the engine design shows that the electric ignition system must ensure the increase of the stored energy and of the maximum voltage in the secondary winding of the ignition coil, simultaneously with the ensurance of a high safety and durability of the whole system.

The capacitive discharge ignition system can satisfy the above mentioned conditions. In this system, the transistors work in the commutation mode, most often included in a push-pull converter [1], [2].

The physical analysis of the processes that take place, as well as the existence of the phenomenon of the second breakdown [3], most likely at high current density, made us to impose the following requirements:

i) Since the push-pull converter is the one that ensures the energy transfer from a low voltage (12 Volts) to a high voltage (300—400 Volts), the two transistors must have the same quality factor and the null current in the blocked state as small as possible.

ii) Rise and fall switching times must be as small as possible, so that the power dissipated on the transistors during the commutation process should be as small as possible.

iii) The active blocking of the transistors which ensures a fast commutation and a null current as small as possible is performed by the very design of the converter, but it is necessary that we should take into account the second breakdown, so that the inverse voltage of the emitter-base jonction should have a reasonable value.

iv) With an accurate design of the converter, there will not be generated great selfinductance voltages when the transistors will be blicked. Still, during the blocking state, between the collector and the emitter of each transistor a voltage appears, that is two times the supply voltage. For a safe operation those transistors must be chosen that are able to stand a much greater voltage in the blocked state.

v) The maximum current through the transistor is limitted by the second breakdown. That is why at the maximum engine speed the current

through the transistor does not need to exceed its rated current, indicated by the manufacturer [4].

vi) In order to avoid the heating of the transistor, the two transistors must have a very low thermic and saturation resistance, otherwise their heating will lead to the second breakdown [5]. The failure of one of the transistors will lead to the interruption of the normal operation of the converter and implicitely, of the whole ignition system.

vii) Since the high oscillation frequency facilitates the second breakdown [3], the converter operation frequency must be as small as possible [4] and the limit frequency need not to be too high.

A capacitive ignition system designed and constructed according to these conditions and used on a „Dacia" passenger car gave good results in operation for many years.

*Received September 18, 1981*

*Polytechnic Institute, Jassy,*
*Department of Physics*

## REFERENCES

1. Houten R.C., U.S. Patent, nr. *3.604.978*/14.09. 1971.
2. * * * Soc. R. Bosch, Certificat d'utilité, France, nr. *2.241.996*/21.03.1975.
3. Schafft H.A., Proc. IEEE, **55**, *8*, 1272—1285 (1967).
4. Vidraşcu Tr., Teză de doctorat, Universitatea din Bucureşti, 1980.
5. Roman G., Solid State Electronics, **13**, 961—980 (1970).

## ASUPRA CONDIŢIILOR IMPUSE TRANZISTORILOR DIN SISTEMUL CAPACITIV DE APRINDERE ELECTRICĂ

(Rezumat)

Se analizează condiţiile impuse parametrilor tranzistorilor pentru a face posibilă funcţionarea normală a sistemului de aprindere de tip capacitiv.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.C. 621.771

# DETERMINATION OF THE DEPENDENCE BETWEEN THE PRESSING FORCES IN THE FORMERS CAGES OF LONGITUDINALLY SOLDERED TUBES AND THE PLATE STRAP THICKNESS

BY

DAN NICOLESCU and SORIN MIRCEA

**1. Introduction.** The need to find such a dependence appeared as a result of the concerns in the establishment of a connection between a parameter which is to point out the strap deformation process and a parameter which is to represent the possible variation of its geometrical characteristics.

Since the parameter which can provide information concerning the way in which the plate strap becomes deformed is the pressing force at which the plate curves itself and since for a certain cage with a quasiconstant level of deformation the thickness of the plate may varry among small limits, we may establish the following relation

$$F=f(s). \tag{1}$$

In the case of the $220\times 8$ mm tube forming lines of the Ironworks in Jassy [8] it is easier to measure the pressure $p$ in the mesdosses of the working cages [2], [3], [4] and since the pressing force depends directly on this pressure

$$F=f(p), \tag{2}$$

the veracity of the following relation is evident

$$p=f(s). \tag{3}$$

Between the two variable parameters $p$ and $s$ there is a direct connection but a small one, because for different values of the thickness $s$ it may be obtained the same value for the pressure $p$ and viceversa, due to the influence of such parameters as the anisotropy of the plate material, the variation of the limit of flow $\sigma_c$ etc. [8].

In the following lines, on the basis of Mathematical Statistics [1], [6], [7] we will look for the existence of some statistical relation $p=f(s)$, beyond the influence of these parameters.

**2. The Employed Methodology.** The relation $p=f(s)$ may be obtained with the means of Mathematical Statistics since it is a connection of corre-

lation [1], [6]. In the case of such connections, the characteristic which constitutes the cause of the examined connection is called „independent variable" (plate thickness $s$) and the parameter (characteristic) which is the effect of the cause is called „dependent variable" (pressure $p$) [1], [6].

The Mathematical Statistics offers three methods for the correlation between the two variables [7] : the tabular, the graphical and the analytical methods. We shall choose the last two methods because the tabular method would be very tedious since there is a great number of pairs $p$ and $s$ in our case.

**3. The Measures Preforming.** The tests have been done on the $220\times$ $\times 8$ mm former of longitudinally soldered tubes in the Ironworks of Jassy [9], under the following conditions : calibration (the tubes diameter) $\varnothing$ 168,3 mm; nominal thickness of the semi-finished strap $s_n=5.6^{+0.1}_{-0.1}$ mm; initial nominal pressure in the mesdosses of the former cage $p_n=75$ atm.

The verifier-measurer of the plate thickness [5] has been set up at a distance of 25 mm to the strap edge, after the first former cage (the straightening cage), before the second cage (the first deformating cage), the thickness variations being read on the device dialed comparators (with a precision of 0.01 mm). The portions in front of which the thickness measurements have been performed were marked with chalk.

The force measurer equipment with thickness measurings [4] has been set up in front of the cage no. *4*. The equipment inscriber is set in motion before the moment when the chalk marked portion of the strap enters between the rolls of the cage, and is stopped immediately after that. In this way we get the inscriber diagram, the noted variation of thickness [2], [3], [6]. The values of the pairs $(p, s)$ found in this way have been listed in Table 1, and from their reciprocal friction on the basis of Mathematical Statistics (graphical and analytical methods) the relation $p=f(s)$ is obtained, as a connection of correlation.

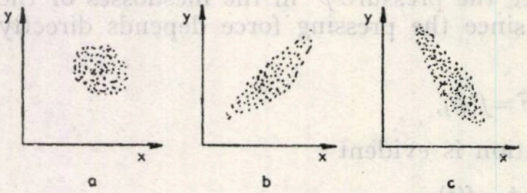



Fig. 1

**4. The Experimental Data Processing.** **4.1.** *The Graphical Method.* In order to draw the graph of correlation we choose a system of rectangular coordinate axes, establishing on the abscissa the values of the *factorial characteristic* $x(s)$—the independent variable, and on the ordinate, the values of *the resultative characteristic* $y(p)$—the dependent variable. Each point in this graph will correspond to each pair of the values $x$, $y$ (Fig. 1).

We can establish the character of the connection between the two variables [1], [6], [7], [8] depending on the way in which these points are arranged on the graph. Thus, if the arrangement appers in an almost circular way (Fig. 1*a*) the conclusion is that between the two variables there is no connection or there is a weak one (in Mathematical Statistics language they say that two variables are uncorrelated). If the points are arranged

**Table 1**

*Cage 4, $P_r=75$ atm, $S_r=5.6$ mm*

| No | $S$ mm | $P$ atm | No | $S$ mm | $P$ atm | No | $S$ mm | $P$ atm | No | $S$ mm | $P$ atm | No | $S$ mm | $P$ atm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 5.6 | 75 | 21 | 5.64 | 86.50 | 41 | 5.64 | 87 | 61 | 5.52 | 71.5 | 81 | 5.55 | 72.5 |
| 2 | 5.66 | 87.5 | 22 | 5.52 | 70.00 | 42 | 5.58 | 79 | 62 | 5.65 | 88 | 82 | 5.60 | 78.5 |
| 3 | 5.53 | 74 | 23 | 5.58 | 75.50 | 43 | 5.54 | 73.5 | 63 | 5.61 | 77.5 | 83 | 5.63 | 84 |
| 4 | 5.58 | 60 | 24 | 5.61 | 80.50 | 44 | 5.63 | 78 | 64 | 5.56 | 70 | 84 | 5.56 | 74.5 |
| 5 | 5.61 | 78.50 | 25 | 5.55 | 71.00 | 45 | 5.57 | 75 | 65 | 5.63 | 78 | 85 | 5.59 | 77.0 |
| 6 | 5.59 | 78.50 | 26 | 5.62 | 82.00 | 46 | 5.56 | 72 | 66 | 5.57 | 77.5 | 86 | 5.53 | 71.5 |
| 7 | 5.66 | 84 | 27 | 5.50 | 67.00 | 47 | 5.65 | 87 | 67 | 5.59 | 77.5 | 87 | 5.64 | 83.5 |
| 8 | 5.58 | 77 | 2° | 5.57 | 75.00 | 48 | 5.59 | 76 | 68 | 5.63 | 85 | 88 | 5.56 | 74 |
| 9 | 5.60 | 76 | 29 | 5.61 | 77.50 | 49 | 5.58 | 74 | 69 | 5.50 | 67.5 | 89 | 5.61 | 79 |
| 10 | 5.58 | 76.50 | 30 | 5.64 | 84.50 | 50 | 5.62 | 83 | 70 | 5.64 | 88 | 90 | 5.53 | 71.5 |
| 11 | 5.64 | 86.00 | 31 | 5.54 | 70.00 | 51 | 5.58 | 80 | 71 | 5.50 | 66 | 91 | 5.66 | 82.0 |
| 12 | 5.55 | 74.00 | 32 | 5.51 | 69.00 | 52 | 5.54 | 72.5 | 72 | 5.66 | 90 | 92 | 5.52 | 72.0 |
| 13 | 5.53 | 72.50 | 33 | 5.63 | 83.50 | 53 | 5.66 | 89.5 | 73 | 5.58 | 75 | 93 | 5.58 | 73.5 |
| 14 | 5.61 | 84.00 | 34 | 5.56 | 70.00 | 54 | 5.55 | 70 | 74 | 5.56 | 72.5 | 94 | 5.63 | 81 |
| 15 | 5.65 | 86.00 | 35 | 5.58 | 75.50 | 55 | 5.61 | 78 | 75 | 5.65 | 85 | 95 | 5.54 | 72 |
| 16 | 5.59 | 77.50 | 36 | 5.52 | 70.00 | 56 | 5.54 | 70.5 | 76 | 5.54 | 71.5 | 96 | 5.51 | 68 |
| 17 | 5.56 | 76.50 | 37 | 5.66 | 86.50 | 57 | 5.63 | 81 | 77 | 5.57 | 78.5 | 97 | 5.56 | 75 |
| 18 | 5.63 | 82.00 | 38 | 5.58 | 77.00 | 58 | 5.53 | 72 | 78 | 5.59 | 76 | 98 | 5.54 | 72.5 |
| 19 | 5.60 | 77.00 | 39 | 5.60 | 84.50 | 59 | 5.58 | 72.5 | 79 | 5.58 | 76.5 | 99 | 5.60 | 70 |
| 20 | 5.51 | 71.50 | 40 | 5.58 | 78.00 | 60 | 5.60 | 79.5 | 80 | 5.66 | 86.0 | 100 | 5.63 | 84.5 |

in a longish figure, grouping themselves almost uniformly around an imaginary straight line, sloped with a certain slope in comparison with the coordinate axes, the conclusion is that between the two variables there is a *close connection*, i.e. the more the respective points group themselves close to the slope of 40°, in comparison with the abscissa $x$, the closer is the connection (Fig. 1*b* or 1*c*).

Drawing the graph of correlation for the studied case on the basis of the data in Table 1, we obtain the representation in Fig. 2. The graph form resembles the form presented in Fig. 1*b*, i.e. the dependence $p=f(s)$ is given by *an enough powerful connection of correlation.*

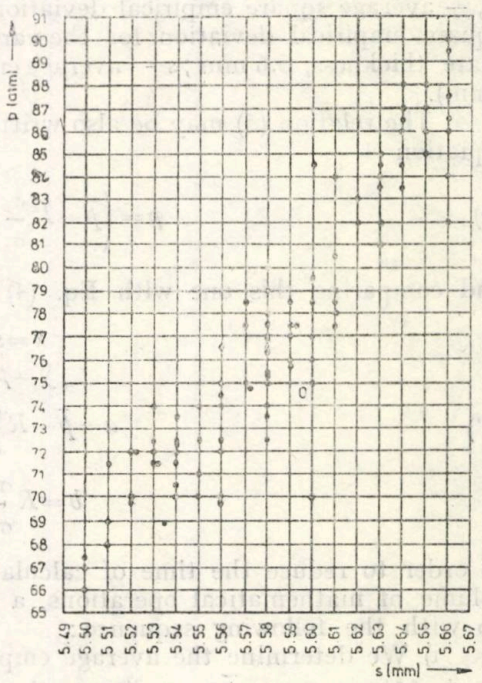



Fig. 2

**4.2.** *The Analytical Method.* Through this method we intend to go thoroughly into the results ob-

tained in a graphical way, i.e. the connection $p=f(s)$ is estimed by the help of a numeric indicator called *the empirical coefficient of correlation* $R$, whose value estimates the intensity of the connection between the two variables. The calculation procedure is intended to determine exactly the position of the imaginary straight line around which the points are grouped (Fig. 2). This imaginary straight line became in this way a real concret one called *the line of regression*, defined by an analytical function of regression with the following equation:

$$y=a+bx. \tag{4}$$

The slope $b$ of this line of regression is called *the regression coefficient* and depending on its value the correlation will be a direct or a reverse one [6], [7]:

$$\begin{aligned} &b>0 \quad \text{the correlation is a direct one (Fig. 1}b\text{)},\\ &b<0 \quad \text{the correlation is a reverse one (Fig. 1}c\text{)}. \end{aligned} \tag{4'}$$

The equation of the empirical regression is [1], [6], [7]

$$p_n-\bar{p}=R\frac{\sigma_p}{\sigma_s}(s_n-\bar{s}), \tag{5}$$

where: $p_n$ — nominal value of the pressure, 75 atm; $\bar{p}$ — average empirical value of the pressure (atm); $R$ — empirical coefficient of correlation; $\tau_p$ — average square empirical deviation for the variable $p$; $\tau_s$ — average square empirical deviation for the variable $s$; $s_n$ — nominal value of the plate thickness, 5.6 mm; $s$ — average empirical value of the plate thickness (mm).

The relation (5) may be also written in the form of one straight line's equation

$$p=\left(\bar{p}-R\frac{\sigma_p}{\sigma_s}\bar{s}\right)+R\frac{\sigma_p}{\sigma_s}s, \tag{6}$$

and comparing this one with Eq. (4) it follows that

$$\begin{aligned} x&=s,\\ y&=p,\\ a&=\bar{p}-R\frac{\sigma_p}{\sigma_s}\bar{s},\\ b&=R\frac{\sigma_p}{\sigma_s}. \end{aligned} \tag{6'}$$

In order to reduce the time of calculation, taking into acount the great volume of mathematical operations, a computer program has been made up with the following sequence:

i) We determine the average empirical values of the plate thickness $\bar{s}$ and of the pressure $\bar{p}$ according to the data in Table 1 (for $s$ and $p$):

(7) $$\bar{s}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} s_i,$$

(8) $$\bar{p}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} p_i\ ;$$

ii) We determine the average square empirical deviations of the two variables :

(9) $$\sigma_s=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(s_i-\bar{s})^2},$$

(10) $$\sigma_p=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(p_i-\bar{p})^2}\ ;$$

iii) We determine the empirical moment of correlation

(11) $$\mu=\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(s_i-\bar{s})(p_i-\bar{p})\ ;$$

iv) We determine the empirical coefficient of correlation

(12) $$R=\frac{\mu}{\sigma_s\tau_p}\ ;$$

v) We write the equation of the empirical regression (relation (5)) ;

vi) We type the Table 2 ;

vii) We draw graphically the relation (5), obtaining in this way the precise graphical dependence between the average values $\bar{p}$ and $\bar{s}$.

The logical scheme according to which the computer program has been made up is presented in Fig. 3, the following expression of the regression equation (5) being finally obtained on the listing-paper :

(13) $$p=77.11=123.95\,(s-5.58),$$

i.e. from the comparison of the relations (5) and (13) it follows :

$$p=77.11 \text{ atm}, \quad s=5.58 \text{ mm},$$

$$R\frac{\sigma_p}{\sigma_s}=123.95=b \text{ (the slope, according to (6'))}.$$

The program was performed on a computer Felix C.256.

In the chosen coordinate axes, where the origin $O$ represents the point with $p_n=75$ atm and $s_n=5.6$ mm, the cuttings of the regression line will be (Eq. (13)) :

$$p=75 \text{ atm} \rightarrow s=5.5629 \text{ mm},$$

$$s=5.6 \text{ mm} \rightarrow p=79.589 \text{ atm}.$$

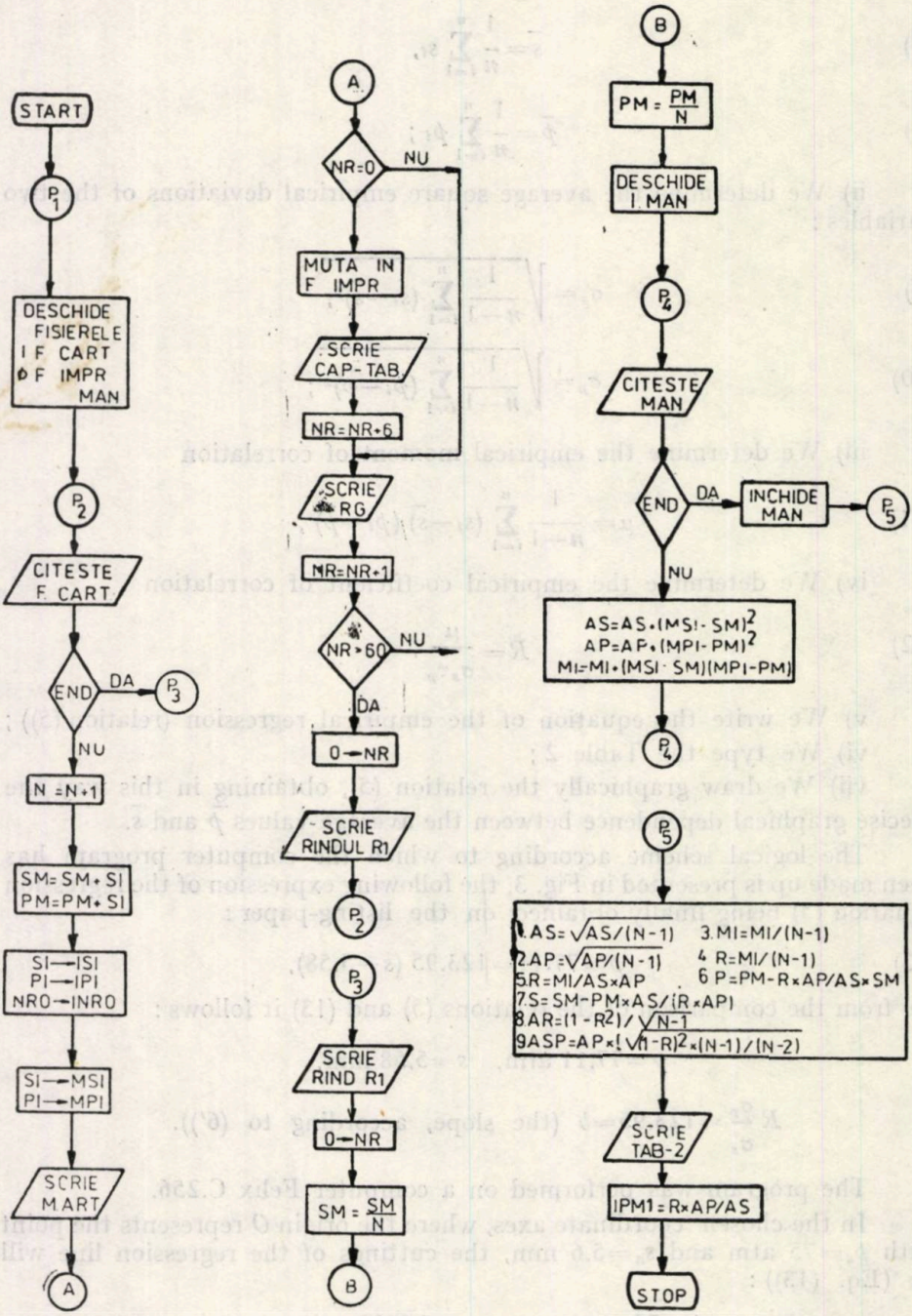

START
P1
DESCHIDE FISIERELE I F CART Ø F IMPR MAN
P2
CITESTE F CART
END
DA
P3
NU
N = N+1
SM=SM+SI
PM=PM+SI
SI→ISI
PI→IPI
NRO→INRO
SI→MSI
PI→MPI
SCRIE MART
A
A
NR=0
NU
MUTA IN F IMPR
SCRIE CAP-TAB
NR=NR+6
SCRIE RG
NR=NR+1
NR>60
NU
DA
0→NR
SCRIE RINDUL R1
P2
P3
SCRIE RIND R1
0→NR
SM = SM/N
B
B
PM = PM/N
DESCHIDE I MAN
P4
CITESTE MAN
END
DA
INCHIDE MAN
P5
NU
AS=AS+(MSI-SM)²
AP=AP+(MPI-PM)²
MI=MI+(MSI-SM)(MPI-PM)
P4
P5
1.AS=√(AS/(N-1))
2.AP=√(AP/(N-1))
3.MI=MI/(N-1)
4 R=MI/(N-1)
5.R=MI/AS×AP
6 P=PM-R×AP/AS×SM
7.S=SM-PM×AS/(R×AP)
8.AR=(1-R²)/√(N-1)
9.ASP=AP×[√(1-R)²×(N-1)/(N-2)]
SCRIE TAB-2
IPM1=R×AP/AS
STOP

Fig. 3

With these values and with the data in Table 2 the regression line can be precisely drawn (Fig. 4).

**Table 2**

| $s$ mm | 5.53 | 5.54 | 5.55 | 5.56 | 5.57 | 5.58 | 5.59 | 5.60 | 5.61 | 5.62 | 5.63 | 5.64 | 5.65 | 5.66 | 6.67 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $p$ atm | 70.90 | 72.15 | 73.40 | 74.55 | 75.80 | 77.00 | 78.20 | 79.59 | 80.70 | 81.90 | 83.15 | 84.30 | 85.60 | 86.80 | 88.15 |

**5. Conclusions.** 1. Both the results obtained through the graphical method (Fig. 2) and especially those analytically obtained (Fig. 4) point out a very close correlation connection between the two examined parameters $s$ (strap thickness) and $p$ (pressure in the mesdosses of the tubes former cages) respectively the pressing (deformation) force $F$.

2. Since the regression coefficient (the straight line slope) is positive (Fig. 1*b*)

$$b = R\frac{\sigma_p}{\sigma_s} = 123.95 > 0,$$

it is confirmed a *very close direct correlation* between the studied pairs of variables $p$ and $s$. The value of the empirical coefficient of correlation $R$ appreciates, as we have pointed out before, the intensity of the connection between the two variables.

3. If we accept for the examined correlation a domain of the tolerance field of the strap thickness ($s = 5.6^{+0.1}_{-0.1}$ mm) of about 30%, [7], i.e. $\Delta s = 5.63 - -5.57 = 0.06$ mm, it follows that the values obtained for the pairs ($s$, $p$) will be situated in this domain *(the thickened portion of the straight line* in fig. 4).

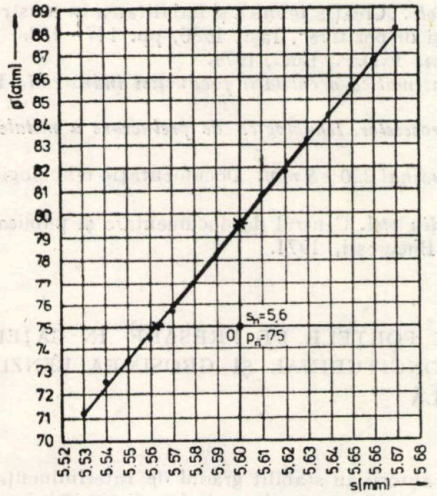



Fig. 4

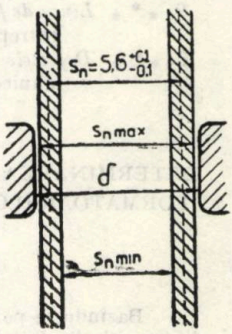



Fig. 5

4. In the process of cold forming with rolls, the value of the stroke $\delta$ between the rolls of the former cages is considered in accordance with the plate thickness $s$ [8], [9]

$$\delta = f(s). \tag{14}$$

In the case of the $220 \times 8$ mm line of forming longitudinally soldered tubes, the value of this stroke at the horizontal rolls for the studied case is [9]

$$\delta_n = s_{n+0,1}^{+0,2} \text{ mm}.$$

In the case of a too thick portion of plate $s \gg s_n$ or, especially, at a wrong adjustment of the stroke, the stroke might become $\delta < s_n$ (Fig. 5) and in this case the superior roll will be forcedly raised, the pressure in this mesdosse grows very much. This fact causes a curving (deformation) of the plate at others parameters than those prescribed and it follows from here the possibility of the product (tube) rejection [10].

*Received May 18, 1982*

*Polytechnic Institute, Jassy,*
*Department of Machine-Tools*

## REFERENCES

1. Coman Gh., *Tehnologia construcției mașinilor-unelte*. Vol. 1, Inst. polit. Iași, 1978.
2. Nicolescu D., *Instalație de măsurat forțele la formatoarele de țevi sudate pe generatoare și pe profile*. „Fiabilitatea în construcția de mașini. Mașini-unelte, scule și dispozitive", Iași, 1975, pp. 189–192.
3. Nicolescu D., *Cercetări cu privire la măsurarea forțelor pe cajele formatoarelor de fabricație la rece a țevilor sudate longitudinal, pe baza tensometriei electrice rezistive, în condiții de lucru variabile*. Primul simpozion național de tensometrie, Vol. 1, Iași, 1977, pp. 269–274.
4. Nicolescu D. și colab., *Cercetări teoretico-experimentale cu privire la influența parametrilor de deformare a benzilor asupra calității cusăturii de sudură*. Comunicări științifice, Ed. a II-a, Botoșani, 1979, pp. 159–164.
5. Nicolescu D., *Dispozitiv pentru verificarea grosimii s a benzii de tablă în procesele de curbare-profilare continuă la rece cu role*. „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini. Mașini-unelte, scule și dispozitive", Iași, 1980, pp. 147–152.
6. Picoș C., *Tehnologia construcțiilor de mașini*. E.D.P., Buc., 1974.
7. Rancu M. și colab., *Analiza statistico-matematică a calității producției industriale*. Ed. științ., Buc., 1964.
8. * * * *Metode inginerești pentru calculul proceselor tehnologice de prelucrare a metalelor prin presare*. E.D.T., Buc., 1959.
9. * * * *Linia de formare a țevilor sudate longitudinal* $220 \times 8$ *mm*. Documentație tehnologică, Întreprinderea Metalurgică Iași.
10. * * * *Defectele produselor laminate și trase din oțel*. Centrul de documentare și publicații tehnice al industriei metalurgice, București, 1971.

## DETERMINAREA DEPENDENȚEI DINTRE FORȚELE DE PRESARE ÎN CAJELE FORMATOARELOR DE ȚEVI SUDATE LONGITUDINAL ȘI GROSIMEA BENZII DE TABLĂ

(Rezumat)

Bazîndu-se pe legile statisticii matematice, autorii au stabilit gradul de interinfluențare dintre valorile forțelor de profilare (presare) și variațiile de grosime ale benzii semifabricat $s$, în cazul fabricării țevilor sudate longitudinal, prin profilare continuă la rece cu role.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.D. 621.774

# LA DÉTERMINATION THÉORIQUE, À L'AIDE DU CALCULATEUR ÉLECTRONIQUE, DES DÉFORMATIONS DE LA BANDE DE TÔLE PENDANT LA FABRICATION DES TUYAUX SOUDÉS LONGITUDINALEMENT

PAR

DAN SCURTU et DAN NICOLESCU

**1. Introduction.** Dans un travail précédent [4], on a établi le modèle mathématique qui permet le calcul théorique des déformations de la bande de tôle ($\varepsilon_x$ et $\varepsilon_y$), en arrivant finalement à un système de deux équations à deux inconnues ($\varepsilon_x$ et $\varepsilon_y$) ayant la forme suivante [2] ... [4] :

$$\frac{2\varepsilon_y^2}{\pi^2}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}+\frac{3+\nu}{2a}\pi\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{a}+$$

$$+\frac{2\varepsilon_y^2\nu}{\pi^2}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i'\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}-\frac{1-\nu}{4a}\pi\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda^2}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{2a}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{a}+$$

$$+\frac{2\varepsilon_y^2}{\pi^2}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i\sum_{\lambda=1}^{\infty}(-1)^{\lambda}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}=0,$$

(1)

$$\frac{2\varepsilon_x^2}{\pi^2}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i'\sum_{\lambda=1}^{\infty}(-1)^{\lambda}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{2a}-\frac{4\varepsilon_y\nu}{\pi a}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}-$$

$$-\frac{\nu\pi}{2a}\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda^2}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}\cos\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{a}-\frac{2\varepsilon_x^2}{\pi a}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i'\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}-$$

$$-\frac{3+\nu}{2a}\pi\sum_{\lambda=1}^{\infty}\frac{1}{\lambda}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{2a}\cos\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{a}=T(R-a).$$

On a également mis la condition que les équations qui composent le système (1) soient symétriques, pour obtenir des déformations symétriques du plat de tôle [4].

**2. Algorithme de calcul et schéma logique pour la détermination des valeurs des déformations** $\varepsilon_x$ **et** $\varepsilon_y$. On pose la question de la résolution du système d'équations (1), qui décrit l'état plan de déformations dans le cas du processus de deformation des tuyaux soudés longitudinalement. Ce système de deux équations à deux inconnues $\varepsilon_x$ et $\varepsilon_y$ (qui représente

les déformations dans la direction $x$—longitudinale et $y$—transversale, sur la largeur de la bande de tôle $2B$, peut être encore écrit sous la forme

$$G_1(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \lambda)=0, \quad G_2(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \lambda)=0. \tag{2}$$

2.1. *Données d'entrée.* Les paramètres qui entrent en équations et qui doivent être introduits dans la mémoire du calculateur, ont les valeurs suivantes :

$I=20$, le nombre de superficies élémentaires de la charge pour chaque orifice circulaire (on a considéré forcément $I=20$, pour faire croître la densité de la calculation) ;

$a=10$ mm, la période de disposition des orifices circulaires ;

$T=320$ N/mm², l'effort unitaire dû à la force de déformation totale, exercée par la pression des galets des cages ;

$R=1{,}25$ mm, pour un diamètre de l'orifice circulaire $D=2{,}5$ mm ;

$\lambda$=le paramètre de sommation ayant aussi le rôle de paramètre de comptage des orifices circulaires pratiqués dans la bande de tôle ($\lambda=1 \ldots 5$, pour chaque cage) ;

$\nu=0{,}3$ le coéficient de Poisson.

Tenant compte du fait que les expériences seront effectué pour un tuyau ayant $\varnothing=33$ mm de semifabriqué bande de tôle OL 32, ayant la grosseur de $s=1{,}5$ mm et la largeur $2B=100{,}4$ mm, on a fait l'approximation que la force $T$ peut être équivalente à l'effort admissible à la rupture de ce matériel ($\sigma=320$ N/mm²) [5].

Le degré de déformation augmente d'une cage à l'autre en même temps avec la réduction du rayon de courbure $\rho$ et avec l'augmentation des valeurs des tensions internes $\sigma$ et $\tau$ et des efforts pulsatoires selon les directions $x$ et $y$ ($\alpha_i$ et $\alpha_i'$).

Par conséquent, on peut considérer dans une approximation plus large, que les valeurs des efforts pulsatoires $\alpha_i$ et $\alpha_i'$ sont égales entre elles et vont atteindre vers la fin du processus de formation (cage *XI*) la valeur de l'effort unitaire admissible à la rupture du matériel ($\sigma_r=320$ N/mm²), tout en augmentant continuellement le long des cages du formateur de tuyaux (cages *II* ... *XI*) dans une progression arithmétique à la raison 32 (sont considérées en tout 10 cages, la cage *I* n'ayant pas le rôle de formation). Donc, conformément aux 10 intervalles de déformation, dans la mémoire du calculateur seront introduites pour chacune de dix roulages du programme, les valeurs adéquates des efforts pulsatoires (tableau 1).

**Tableau 1**

| Cages | *II* | *III* | *IV* | *V* | *VI* | *VII* | *VIII* | *IX* | *X* | *XI* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha_i$ ; $\alpha_i'$ N/mm² | 32 | 64 | 96 | 128 | 160 | 192 | 224 | 256 | 288 | 320 |

On observe que les équations (2) ont la forme des multiplicateurs de Lagrange, où $\lambda$ représente le multiplicateur de Lagrange avec le rôle

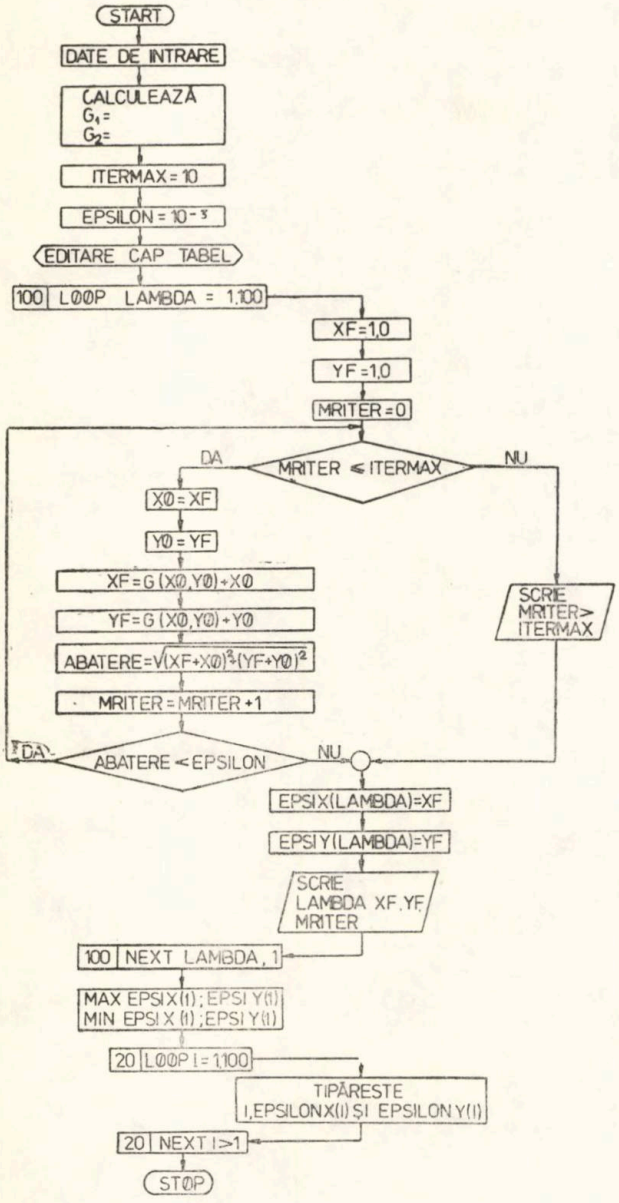



Fig. 1. — L'algorithme de calcul. Le schéma logique pour le programme principal.

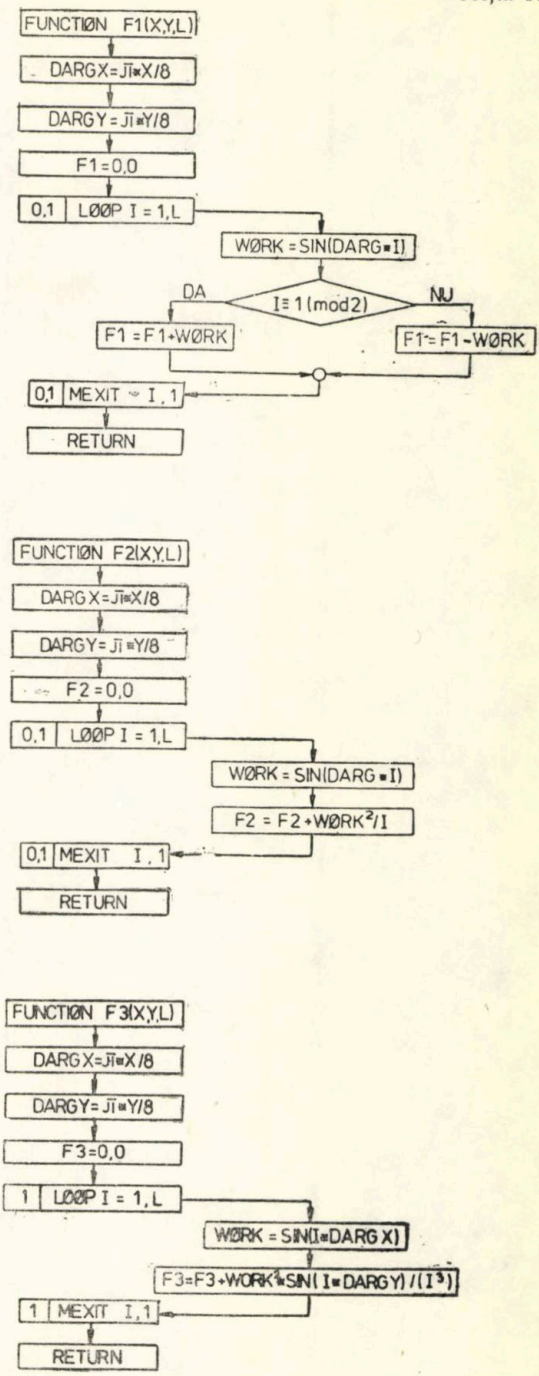
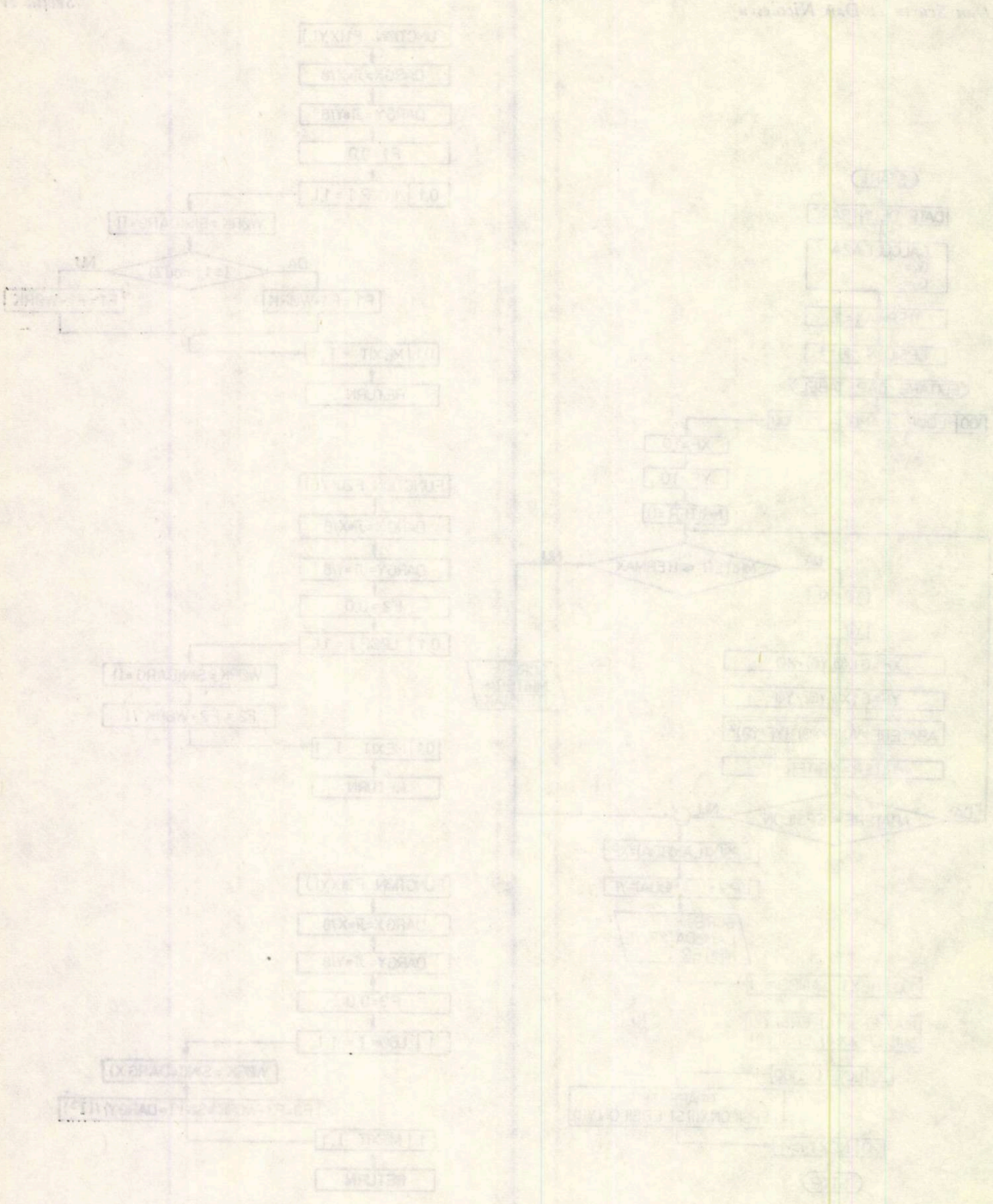



Fig. 2. — Le schéma logique du sous programme „function" qui intervient dans le calcul de la fonction $G_1$.



de paramètre de comptage des orifices circulaires ($\lambda=1 \ldots 5$) et de paramètre de sommation en équation.

2.2. *La préparation du programme.* De l'analyse des systèmes d'équations (1) et (2) il résulte que chacune de deux équations $G_1$ et $G_2$ peut être décomposée dans une somme de trois termes, notamment

$$G_1=F_1+F_2+F_3=0, \tag{3}$$

$$G_2=F_4+F_5+F_6=0, \tag{4}$$

ou $F_1, \ldots, F_6$ sont des fonctions de $\varepsilon_x$, $\varepsilon_y$ et $\lambda$, pour chaque cage :

$$F_1=\frac{2\varepsilon_y^2}{\pi^2}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i\sum_{\lambda=1}^{5}(-1)^{\lambda}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}, \tag{5}$$

$$F_2=\frac{2\varepsilon_y^2}{\pi^2}\sum_{\lambda=1}^{y}\alpha_i\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}+\frac{3+\nu}{2a}\pi\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{a}, \tag{6}$$

$$F_3=\frac{2\varepsilon_y^2\nu}{\pi^2}\sum_{\lambda=1}^{y}\alpha_i'\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}-\frac{1-\nu}{4a}\pi\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda^2}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{2a}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{a}, \tag{7}$$

$$F_4=T(R-a)-\frac{2\varepsilon_x^2}{\pi^2}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i'(-1)^{\lambda}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y^2}{2a}, \tag{8}$$

$$F_5=\frac{2\varepsilon_x^2}{\pi a}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i'\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}+\frac{3+\nu}{2a}\pi\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda^2}\sin^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{2a}\cos\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{a}, \tag{9}$$

$$F_6=\frac{4\varepsilon_y\nu}{\pi a}\sum_{i=1}^{y}\alpha_i\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}+\frac{\pi\nu}{2a}\sum_{\lambda=1}^{5}\frac{1}{\lambda^2}\cos^2\frac{\lambda\pi\varepsilon_x}{2a}\cos\frac{\lambda\pi\varepsilon_y}{a}. \tag{10}$$

2.3. *Le programme pour le calcul automatique. La succession des calculs.* Conformément au schéma logique (fig. 1, 2, 3) et au listing, la succession des calculs pour le programme principal a été la suivante :

1. On introduit dans la mémoire du calculateur les données initiales : $I$, $a$, $\alpha_i$, $\alpha_i'$, $T$, $R$, $\nu$, $\lambda$.

2. Comme dans la résolution des équations, le domaine des solutions n'est pas connu pour chaque valeur de $\lambda \in (1 \ldots 100)$, le calculateur électronique va exécuter un nombre de 10 itérations.

3. Dans le cas où le nombre d'itérations est $\leqslant$ au nombre maximum d'itérations proposé, c'est à dire MRITER$\leqslant$ITERMAX, et étant justifiée la présence du symbole $\leqslant$, le programme va continuer avec de nouvelles itérations ; en comparant la valeur d'EPSILON $x$ et d'EPSILON $y$ avec la valeur de la déviation introduite par le calculateur, peuvent apparaître deux situations :

a) si la déviation est moindre qu'EPSILON $(x)$ ; $(y)$, on reprend le processus d'exécution des itérations ;

b) si la déviation est plus grande qu'EPSILON $(x)$ ; $(y)$, alors apparaît l'édition d'EPSILON $(x)$=EPSILON $(x)$ comme fonction de LAMBDA et EPSILON $(y)$=EPSILON $(y)$ comme fonction de LAMBDA.

4. Suit un cycle où $\lambda$ prend des valeurs de 1 à 100 successivement pour chaque $\lambda$ fixé, en calculant EPSILON $x$ et EPSILON $y$.

5. Après l'épuisement de l'intervalle considéré pour $\lambda$, sera imprimée sa valeur et conformément à cette valeur EPSILON $((x)(\lambda))$ et EPSILON $((y)(\lambda))$. Dans le cadre des sousprogrammes, il s'en suit le calcul et la résolution de toutes les fonctions qui composent $G_1$ et $G_2$.

6. On donne au début, à chaque fonction $F_1$ ,..., $F_6$ la valeur 0.

7. On considère ensuite la valeur de LAMBDA dans l'intervalle respectif.

8. On fait le calcul de la valeur de chaque fonction SIN en degrés.

9. Suit une instruction de comparaison de $\lambda$ avec $\lambda$MAX. Si la valeur de $\lambda$ a atteint la valeur $\lambda$MAX, il va intervenir un retour du sous-programme dans le cadre du programme principal.

Pareillement on calcule toutes les autres fonctions, les équations (5) ... (10).

10. On calcule $G_1$ (équation (3)).

11. On calcule $G_2$ (équation (4)).

12. Après la résolution du système d'équations (1) et après le calcul de $\varepsilon_x$ et $\varepsilon_y$ pour $\lambda \in (1...100)$ suit l'impression des résultats et les instructions nécessaires pour l'exécution du graphique $\varepsilon_x = \varepsilon_x(\lambda)$ et $\varepsilon_y = \varepsilon_y(\lambda)$.

Pareillement on répète le roulage du programme sur le calculateur pour chaque intervalle de déformation, conformément aux valeurs considérées des efforts pulsatoires $\alpha_i$ et $\alpha_i'$ (tableau 1).

Dans la résolution du programme on a utilisé un calculateur FELIX CX 256 qui se trouve dans la dotation de l'Institut Polytechnique „Gh. Asacki" de Jassy et l'écriture du programme a été faite en langage FØRTRAN 3.

**3. Les résultats.** Résolvant ainsi le système d'équations (1) sur le calculateur électronique, on obtient des valeurs pour les déformations théoriques $\varepsilon_x$ et $\varepsilon_y$, corespondantes à chaque cage.

Comme on a mis la condition que chaque équation soit symétrique par rapport à l'axe $y$, ce qui se traduit par $G_1(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \lambda) = G_1(-\varepsilon_x, -\varepsilon_y, \lambda)$ et $G_2(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \lambda) = G_2(-\varepsilon_x, -\varepsilon_y, \lambda)$, les déformations obtenues seront elles aussi symétriques par rapport à cet axe de référence (dans la direction de la largeur de la bande $2B$), avec les éventuelles déviations introduites par le calculateur. La manière de disposition des orifices dans la bande de tôle est montrée dans la fig. 4.

Le calcul des déformations a été effectué seulement pour un nombre de 10 cages du total de 12 cages de formation de la ligne de tuyaux $3 \times U$ de l'Entreprise Métalurgique de Jassy (fig. 5), à savoir cages *XI*, *X*, *IX*, *VIII*, *VII*, *VI*, *V*, *IV*, *III* et *II*. On n'a pas pu déterminer les déformations pour les cages *XIII* et *XII* à cause du nombre trop grand de données qu'il aurait fallu introduire dans la mémoire du calculateur, et la cage *I* n'a pas de rôle de formation.

Les valeurs des déformations théoriques $\varepsilon_y$ et $\varepsilon_y$ ainsi obtenues pour les 10 cages considérées ont été écrites dans le tableau 2.

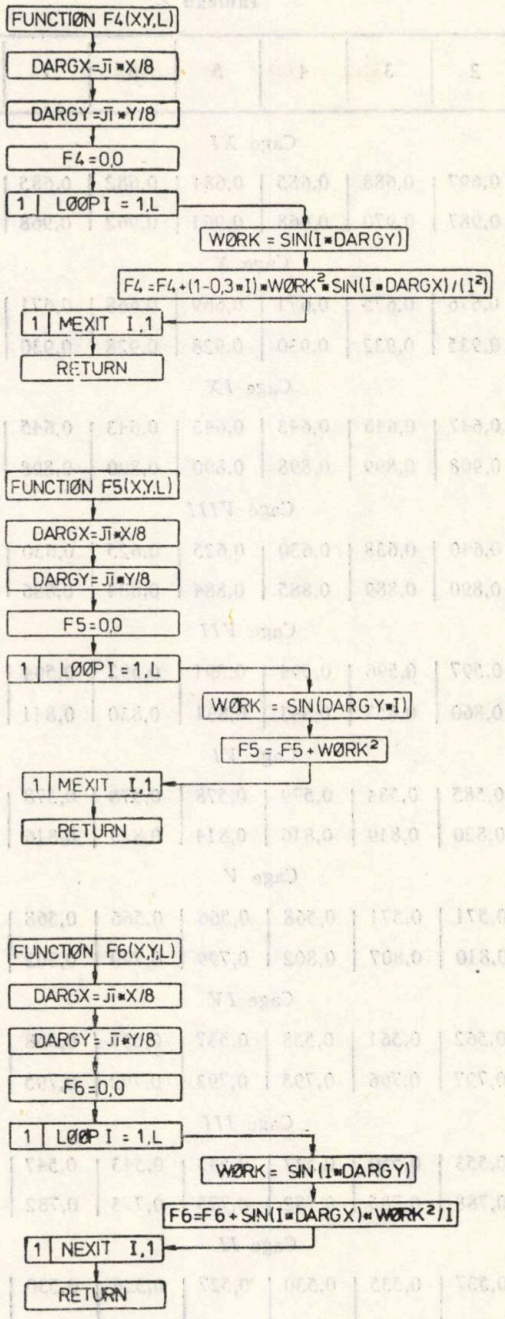



Fig. 3. — Le schéma logique du sous-programe „function" qui intervient dans le calcul de la fonction $G_2$.

**Tableau 2**

| λ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Cage *XI* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,699 | 0,697 | 0,688 | 0,685 | 0,684 | 0,682 | 0,685 | 0,688 | 0,697 | 0,699 |
| $\varepsilon_y$ | 0,989 | 0,987 | 0,970 | 0,968 | 0,961 | 0,962 | 0,968 | 0,970 | 0,979 | 0,989 |
| | | | | | Cage *X* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,677 | 0,676 | 0,675 | 0,671 | 0,669 | 0,668 | 0,671 | 0,675 | 0,676 | 0,677 |
| $\varepsilon_y$ | 0,945 | 0,935 | 0,932 | 0,930 | 0,928 | 0,928 | 0,930 | 0,932 | 0,935 | 0,945 |
| | | | | | Cage *IX* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,649 | 0,647 | 0,645 | 0,643 | 0,643 | 0,643 | 0,645 | 0,646 | 0,647 | 0,649 |
| $\varepsilon_y$ | 0,919 | 0,908 | 0,899 | 0,898 | 0,890 | 0,890 | 0,898 | 0,899 | 0,908 | 0,919 |
| | | | | | Cage *VIII* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,641 | 0,640 | 0,638 | 0,630 | 0,625 | 0,625 | 0,630 | 0,638 | 0,640 | 0,641 |
| $\varepsilon_y$ | 0,899 | 0,890 | 0,889 | 0,885 | 0,884 | 0,884 | 0,886 | 0,889 | 0,890 | 0,899 |
| | | | | | Cage *VII* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,598 | 0,597 | 0,596 | 0,594 | 0,591 | 0,592 | 0,594 | 0,596 | 0,597 | 0,599 |
| $\varepsilon_y$ | 0,864 | 0,860 | 0,857 | 0,841 | 0,831 | 0,830 | 0,841 | 0,857 | 0,860 | 0,864 |
| | | | | | Cage *VI* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,586 | 0,585 | 0,584 | 0,579 | 0,578 | 0,578 | 0,578 | 0,585 | 0,585 | 0,586 |
| $\varepsilon_y$ | 0,828 | 0,820 | 0,819 | 0,816 | 0,814 | 0,813 | 0,816 | 0,819 | 0,820 | 0,826 |
| | | | | | Cage *V* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,575 | 0,571 | 0,571 | 0,568 | 0,566 | 0,566 | 0,568 | 0,571 | 0,572 | 0,575 |
| $\varepsilon_y$ | 0,811 | 0,810 | 0,807 | 0,802 | 0,799 | 0,799 | 0,802 | 0,807 | 0,810 | 0,811 |
| | | | | | Cage *IV* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,563 | 0,562 | 0,561 | 0,558 | 0,557 | 0,557 | 0,558 | 0,561 | 0,562 | 0,563 |
| $\varepsilon_y$ | 0,797 | 0,797 | 0,796 | 0,795 | 0,793 | 0,792 | 0,795 | 0,796 | 0,797 | 0,798 |
| | | | | | Cage *III* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,555 | 0,553 | 0,550 | 0,547 | 0,543 | 0,543 | 0,547 | 0,550 | 0,553 | 0,555 |
| $\varepsilon_y$ | 0,791 | 0,788 | 0,785 | 0,782 | 0,775 | 0,775 | 0,782 | 0,785 | 0,788 | 0,791 |
| | | | | | Cage *II* | | | | | |
| $\varepsilon_x$ | 0,540 | 0,537 | 0,535 | 0,530 | 0,527 | 0,526 | 0,530 | 0,535 | 0,537 | 0,540 |
| $\varepsilon_y$ | 0,723 | 0,719 | 0,712 | 0,710 | 0,707 | 0,707 | 0,710 | 0,712 | 0,719 | 0,723 |

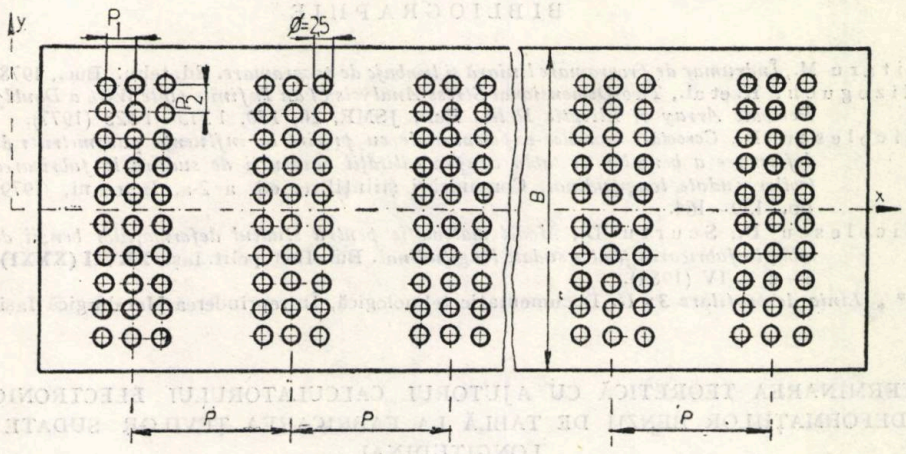



Fig. 4

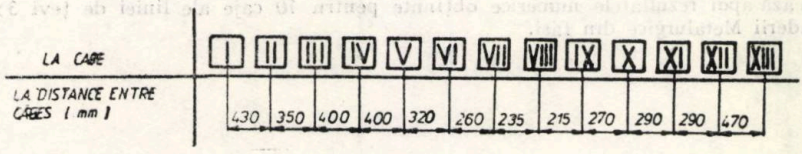



Fig. 5

**4. Conclusions.** Les déformations le long des deux directions sont inférieures à l'unité.

2. Les déformations selon l'axe $y$, axe le long duquel a lieu le processus de déformation sont plus grandes en comparaison avec les déformations selon l'axe $x$, axe le long duquel a lieu l'avance de la bande semifabriqué, pendant le processus de formation.

3. On constate une séparation des déformations en zones : tant $\varepsilon_x$ que $\varepsilon_y$ ont des valeurs plus grandes dans les zones marginales de la bande, valeurs qui décroissent dans le cadre de la même cage, vers l'intérieur de la bande et atteignent une valeur minime dans la zone centrale.

4. Le degré de déformation est différent d'une cage à l'autre, atteignant la valeur maximum par-devant la dernière cage de formation considérée (cage *XI*).

5. À cause des déformations $\varepsilon_x$, on constate un allongement élastoplastique des marges de la bande ; cet allongement nonsouhaité a des valeurs différentes pour différentes phases du processus de formation, phénomène constaté et étudié dans plusieurs recherches.

*Reçue le 27 Aout 1982*

*Institut Polytechnic, Jassy,*
*Chaire de Machine-Outils*

## BIBLIOGRAPHIE

1. Jitaru M., *Îndrumar de programare liniară și limbaje de programare*. Ed. tehn., Buc., 1978.
2. Mizoguchi K. et al., *Two-Dimensional Stress Analysis of an Infinite plate With a Doubly Periodic Array of Elliptic Holes*. Bull. JSME, 20, *150*, 1 515—1 523 (1977).
3. Nicolescu D., *Cercetări teoretico-experimentale cu privire la influența parametrilor de deformare a benzilor de tablă asupra calității cusăturii de sudură la fabricarea țevilor sudate longitudinal*. Comunicări științifice, ed. a 2-a, Botoșani, 1979, pp. 159—164.
4. Nicolescu D., Scurtu D., *Model matematic pentru studiul deformațiilor benzii de tablă la fabricarea țevilor sudate longitudinal*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXVII (XXXI)**, *3—4*, s. IV (1981).
5. * * * *Linia de profilare* $3 \times U$. Documentație tehnologică, Întreprinderea Matalurgică Iași.

## DETERMINAREA TEORETICĂ CU AJUTORUL CALCULATORULUI ELECTRONIC A DEFORMAȚIILOR BENZII DE TABLĂ LA FABRICAREA ȚEVILOR SUDATE LONGITUDINAL

(Rezumat)

Se prezintă programul pentru prelucrarea pe calculator a ecuațiilor stabilite în [4] pentru determinarea deformațiilor benzii de tablă la fabricarea țevilor sudate longitudinal. Se analizează apoi rezultatele numerice obținute pentru 10 caje ale liniei de țevi $3 \times U$ a Întreprinderii Metalurgice din Iași.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 621.9.01

# ASPECTE NOI ALE PRECIZIEI MIȘCĂRII RECTILINII A SĂNIILOR MAȘINILOR-UNELTE

DE

SILVIA DRUȚU

Inexactitățile geometrice ale mașinilor-unelte constituie o cauză însemnată a abaterilor de prelucrare, motiv pentru care determinarea acestora reprezintă o cale importantă în aprecierea calității execuției și montajului mașinilor-unelte.

Între încercările privind precizia geometrică a mașinilor-unelte un loc important îl ocupă verificările de rectilinitate pentru aprecierea calității suprafețelor de ghidare, a asocierilor de suprafețe de ghidare precum și a deplasărilor liniare. Importante cercetări [1] ... [4] se desfășoară în țară și străinătate privind perfecționarea metodelor de determinare a rectilinității la mașini-unelte, realizarea unor mijloace precise și expeditive de măsurare, determinarea limitelor acestora și a factorilor care influențează precizia de măsurare, stabilirea valorilor limită admisibile pentru rectilinitate, determinarea influenței diferiților factori constructivi și de exploatare asupra rectilinității ghidajelor și traiectoriilor.

Cercetările teoretice și experimentale efectuate de autoare în cadrul catedrei de Mașini-unelte și scule a Institutului politehnic din Iași au fost orientate în scopul stabilirii unor mijloace și metode mai complete de determinare a preciziei traiectoriei sistemelor de deplasare liniară de tip sanie-ghidaj, a influenței abaterilor traiectoriei asupra preciziei de prelucrare a mașinilor-unelte, în general, și în special a mașinilor-unelte cu comandă numerică (CN). Metodele și instalația realizate, precum și experiementările efectuate au urmărit determinarea acelor parametri ai traiectoriei mișcării care influențează poziția tăișului generator al sculei în spațiul controlat prin CN sau alt sistem de control al mișcării.

Pentru o determinare cît mai completă a preciziei mișcării sistemelor de deplasare de tip sanie-ghidaj, a influenței acesteia asupra calității prelucrării, este necesar a se privi mișcarea elementelor mobile ca o mișcare plan paralelă, compusă deci din mișcări de translație și de rotație simultane. Asupra poziției tăișului generator al sculei pot influența nu numai abaterile de la rectilinitatea traiectoriei unui punct al saniei dar și rotațiile acesteia.

În fig. 1 este schematizat sistemul de deplasare pe două coordonate la o mașină cu CN. La deplasarea pe direcția $y$ un punct $A$ al sistemului mobil descrie în domeniul $y_{max}$ traiectoria $a_d$ în sensul direct și $a_i$ în sensul invers. Admițînd ca punct de referință poziția inițială $A_0$ a sculei se pot determina abaterile $\delta_z$ de la traiectoria rectilinie teoretică, abateri care sînt efectul micilor translații și rotații ale saniei orizontale $S_0$. Așa după

cum este schematizat și în fig. 1*a*, este necesar a se determina aceste abateri atît pe cursa de ducere cît și pe cea de întoarcere întrucît este de presupus că la schimbările de sens pot avea loc înclinări $\alpha$ mai însemnate chiar decît în cursul deplasării într-un sens.

Se poate trasa (fig. 1*b*) curba de variație $\delta_z = f(y)$. Schimbînd poziția punctului $A$ la diferite cote $z$ se pot determina de asemenea evoluțiile respective $\delta_z = f(y)$ rezultînd suprafața $\Delta$ care reprezintă funcția $\delta_z = \varphi(y, z)$. Pentru a determina înclinările $\alpha$ ale ansamblului mobil este necesar a se determina traiectoria a încă unui punct $B$ al ansamblului, suficient distanțat de $A$. Alegînd drept origine pentru dreapta $AB$ poziția $A_0B_0$ se pot determina unghiurile $\alpha$ de înclinare în deplasarea pe direcția $y$. Se obține funcția $\alpha = f_1(y)$ ca în fig. 1*c*. Trasînd această funcție și pentru alte poziții $z$ se obține suprafața $\Delta_1$ care reprezintă funcția $\alpha = \varphi_1(y, z)$.

Cunoașterea unghiurilor de înclinare este foarte importantă prin aceea

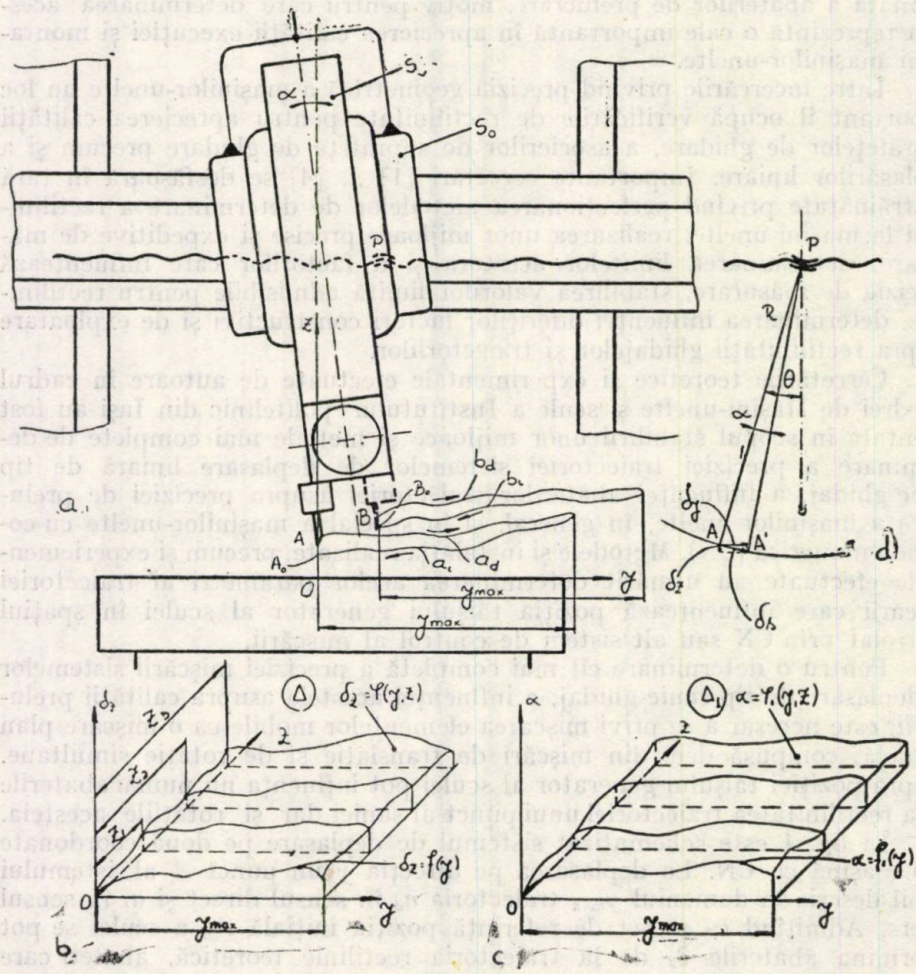



Fig. 1

că aceste înclinații afectează precizia poziționării pe direcția $y$. În fig. 1*d* este schematizat procesul producerii abaterii $\delta_y$ de la poziția pe direcția $y$ datorită înclinării cu unghiul $\alpha$ a ansamblului. În figură este fixată prin raza $R$ și unghiul $\theta$ poziția tăișului generator $A$ al sculei față de punctul $P$ în care ansamblul este antrenat de la sistemul șurub-piuliță cu bile. Datorită rotirii cu unghiul $\alpha$, $A$ se va situa în $A'$. Abaterea $\delta_z$ se află inclusă în abaterea de rectilinitate $\delta_z$ măsurată. Componenta $\delta_y$ este dată de relația

$$\delta_y = R\,\alpha\cos\theta. \tag{1}$$

Această abatere se va regăsi în abaterea de poziționare a sistemului cu CN pe direcția $y$. Rezultă de aici importanța deosebită a determinării complete (translație-rotație) a mișcării sistemului sanie-ghidaj.

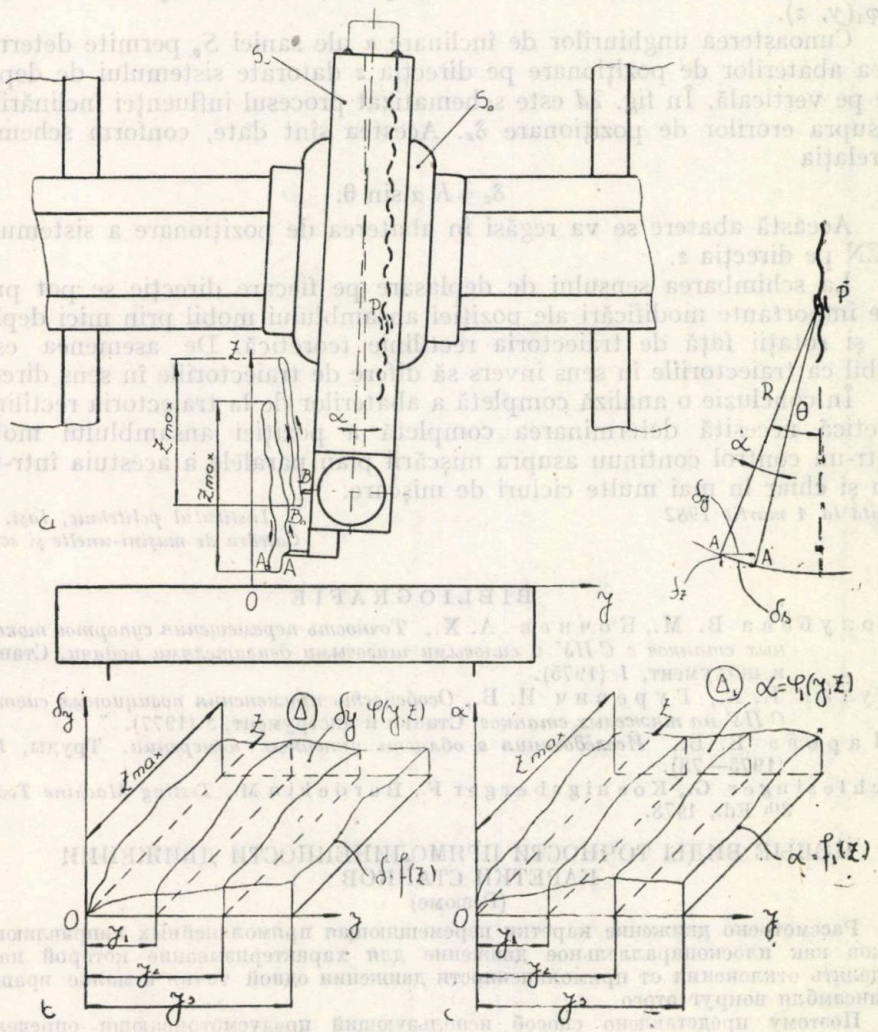



Fig. 2

În mod asemănător trebuie analizată şi precizia traiectoriei sistemului de deplasare sanie-ghidaj pe cealaltă direcţie, direcţia *Oz*. În acest caz trebuie luate în consideraţie abaterile traiectoriei saniei verticale $S_v$.

La deplasarea pe direcţia *Oz* punctul *A* (fig. 2*a*) al saniei verticale descrie în domeniul $z_{max}$ o anumită traiectorie în care cursa directă poate să nu coincidă cu cursa inversă. Se pot trasa (fig. 2*b*) curbele de variaţie $\delta_y=f(z)$ pentru diferite poziţii $O$, $y_1$, $y_2$, $y_3$. Se obţine suprafaţa $\Delta$ care reprezintă funcţia $\delta_y=\varphi(y, z)$.

Determinarea traiectoriei a încă unui punct *B*, suficient distanţat de *A* permite determinarea micilor rotaţii ale saniei verticale $S_v$ în cursul deplasării sale. Se pot trasa curbele $\alpha=f_1(z)$ pentru diferite poziţii $O$, $y_1$, $y_2$, $y_3$, ale saniei. Se obţine în acest fel suprafaţa $\Delta_1$ care reprezintă funcţia $\alpha=\varphi_1(y, z)$.

Cunoaşterea unghiurilor de înclinare $\alpha$ ale saniei $S_v$ permite determinarea abaterilor de poziţionare pe direcţia $z$ datorate sistemului de deplasare pe verticală. În fig. 2*d* este schematizat procesul influenţei înclinărilor $\alpha$ asupra erorilor de poziţionare $\delta_z$. Acestea sînt date, conform schemei, de relaţia

$$\delta_z=R\,\alpha\,\sin\theta. \tag{2}$$

Această abatere se va regăsi în abaterea de poziţionare a sistemului cu CN pe direcţia $z$.

La schimbarea sensului de deplasare pe fiecare direcţie se pot produce importante modificări ale poziţiei ansamblului mobil prin mici deplasări şi rotaţii faţă de traiectoria rectilinie teoretică. De asemenea este posibil ca traiectoriile în sens invers să difere de traiectoriile în sens direct.

În concluzie o analiză completă a abaterilor de la traiectoria rectilinie teoretică necesită determinarea completă a poziţiei ansamblului mobil printr-un control continuu asupra mişcării plan paralele a acestuia într-un ciclu şi chiar în mai multe cicluri de mişcare.

*Primită la 4 martie 1982*

*Institutul politehnic, Iaşi,*
*Catedra de maşini-unelte şi scule*

BIBLIOGRAFIE

1. Голубева В. М., Кочнев А. Х., *Точность перемещения супортов токарных станков с СПУ и силовыми шаговыми двигателями подачи.* Станки и инстумент, *1* (1975).
2. Кутаи К. А., Гуревич И. Б., *Особеность применения позиционых систем СПУ на тяжелых станков.* Станки и инструмент, *5* (1977).
3. Шарова Б. Б., *Исследования в область линеиных измерении.* Труды, *138* (1975—78).
4. Schlesinger G., Koenigsberger F., Burdekin M., *Testing Machine Tools.* 8th Ed., 1978.

## НОВЫЕ ВИДЫ ТОЧНОСТИ ПРЯМОЛИНЕИНОСТИ ДВИЖЕНИИ КАРЕТКИ СТАНКОВ

(Резюме)

Рассмотрено движение каретки перемещяющая прямолинейных направляющи станков как плоскопараллельное движение для характеризывание которой надо определять отклонении от прямолинеиности движении одной точки и малье вращения ансамбля вокруг этого.

Поэтому представлено способ использующий предусмотривающи определение траекторий двух точек для полного характеризования движении каретки представлено влияние отклонений движении каретки на точности позиционирования в пространстве, проверено с ЧПУ или других систем контроля.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.K. 621.914

# METODIK DER FEHLERAUSGLEICHUNG BEIM EINSPANNEN UND ANZIEHEN DER SCHNEIDEZÄHNE DER FRÄSER VOM TYP „ROMASCON"

VON

N. GHERGHEL, N. POPA, ODISEI ROŞU, ROMICĂ CEUCĂ und SERGIU BUMBARU

**1. Einleitung.** Die Erweiterung der Familie hochleistungsfähiger spanabhebender Werkzeuge im Rahmen des Systems „Romascon", erarbeitet am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge der Technischen Hochschule Jassy [2] machte Forschungen notwendig im Hinblick auf die Vertiefung der Aspekte beim Konzipieren, Projektieren, bei der Ausführung und dem rationellen Betrieb dieser Werkzeuge.

Die vorliegende Arbeit ist in dieses Forschungsprogramm integriert und stellt einige Resultate der experimentellen Forschungen vor in bezug auf die Messung des Quer- und Stirnschlages und darauf aufbauend, die Erarbeitung eines Verfahrens zur Ausgleichung der Fehler beim Einspannen und Anziehen der Schneidezähne beim Fräsertyp „Romascon".

**2. Theoretische Betrachtungen.** Gemäß dem konstruktiv-funktionellen Prinzip der Fräser vom Typ „Romascon" (die charakteristischen Dimensionsfolgen sind durch die Richtmethode gelöst, realisiert durch kontinuierliches Anschleifen) weisen die Schneiden der Zähne gewöhnlicherweise nach dem Anschleifen und der Montierung in die entsprechende Stellung Abweichungen von der Bezugsstellung auf, Abweichungen in Form eines Quer- und Stirnschlages.

So wie auch in der Arbeit [6] erwähnt, sind diese Abweichungen zum größten Teil auf die zufälligen Einspannfehler es zurückzuführen, die in Form von axialen Verschiebungen der Zähne beim Einspannen und Anziehen der Zähne im Rahmen der Anschliff- und Nachschliffoperationen auftreten. Diese Fehler werden hauptsächlich durch die verschieden große, sich in weiten Grenzen haltende, Einspannkraft verursacht, die dann variable elasto-plastische Verformungen beim Kontakt der Zähne mit dem Messerkopf produziert. Solche Art von Fehlern hängt auch von anderen konstruktiv-funktionellen Parametern ab, wie die Konstruktionsform (Typ) des Verbindungsstückes der Zähne mit dem Messerkopf, die Größe der Kontaktfläche zwischen Schneidezahn und Messerkopf, der Neigunswinkel der Verbindungsflächen zwischen Schneidezähnen und Messerkopf, die

Genauigkeit und Rauhheit der verbundenen Oberflächen, die Härte des Messerkopfes, die Anzahl des Einspannens und Anziehens [6].

Der Quer- und Stirnschlag bzw. die Einspannfehler der Zähne haben wesentlichen Einfluß auf den Ablauf und die Leistung der Bearbeitungsprozesse mit diesen Werkzeugen, wie auch auf die Prozesse des Schleifens und Nachschleifens dieser Werkzeuge. So beeinflußt dieser Schlag die Art der Stoßübernahme von seiten der Zähne, die Gleichförmigkeit der Bearbeitungszugabe, was wiederum einen Einfluß auf die Gleichförmigkeit des Bearbeitungsprozesses (ohne Stöße und Schwingungen) und auf die Abnützung der Schneidzähne hat, sowie die Widerstandskraft der Zahnspitzen. Diese Erscheinungen bestimmen die Präzision und die Qualität der bearbeiteten Oberflächen, die Haltbarkeit (Anzahl der Nachschliffe), die Produktivität, die Bearbeitungskosten und die Betriebssicherheit. Ebenfalls beeinflußt der Quer- und Stirnschlag die Gleichförmigkeit der im Schleif- und Nachschleifprozeß von den Zähnen zu beseitigenden Bearbeitungszugabe, was wiederum einen Einfluß ausübt auf die Gleichförmigkeit des Schleifprozesses und demzufolge auf die Gleichmäßigkeit der Abnutzung der Schleifscheibe und der Schleifmaschine. Die erwähnten Erscheinungen beeinflussen in der Hauptsache die notwendige Schleif- bzw. Nachschleifzeit, die Haltbarkeit der Schleifscheibe (Verbrauch an Schleifscheiben), die Haltbarkeit der Schleifmaschine, die Kosten für den Schliff und den Nachschliff der Fräser. Im großen und ganzen bestimmen diese Erscheinungen die Gesamtkosten der Bearbeitung mit solchen Fräsern, was das antscheidende Kriterium bei der Beurteilung des ökonomischen Nutzeffektes darstellt.

Die Kenntnis des Quer- und Stirnschlages, durch Messung, hat besondere Bedeutung, weil sie gestattet Maßnahmen zu ergreifen, die Abweichungen auszuschließen oder zu verkleinern, was bedeutende technisch-ökonomische Auswirkungen in der Ausnutzung der Fräser, der Fräsmaschinen der Schleifscheiben, der Schleifmaschinen und der anderen entsprechenden Vorrichtungen zur Folge hat. Somit macht die Kenntnis des Quer- und Stirnschlages eine zusätzliche Einstellung (Nachanziehen) der Fräserzähne möglich, wodurch die Ungleichmäßigkeit der Bearbeitungszugabe auf den Zähnen vermieden wird, was ein ruhiges Spanabheben (ohne Stöße und Schwingungen) und eine längere Standzeit der Fräser zur Folge hat. Wenn die Feineinstellung auch vor dem An- oder Nachschleifen der Messer ausgeführt wird, erhält man ähnliche technisch-ökonomische Effekte auch beim Schleifprozeß. Gleichfalls kann durch die Kenntnis dieser Schläge die beim Anschleifen bzw. Nachschleifen zu beseitigende Bearbeitungszugabe rationell festgelegt werden, was zum Anwachsen der Anzahl der Nachschliffe für die gleiche Größe der Schleifreserve, festgelegt bei der Projektierung, zur Reduzierung der Anschliff- bzw. Nachschliffdauer und zur Verringerung des Verbrauchs an Schleifscheiben führt.

**3. Vorgeschlagene Methodik.** Für die Messung des Stirn- und Querschlages wurde eine spezielle Kontrollvorrichtung verwendet, die am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge der Technischen Hochschule Jassy entwickelt und gebaut worden ist (Abb. 1). Die Vorrichtung besteht aus zwei Teilen. Der Teil zum Richten-Einspannen und Drehen des zu kontrollierenden Fräsers *13* enthält den Hauptkörper *1*, die konische Buchse

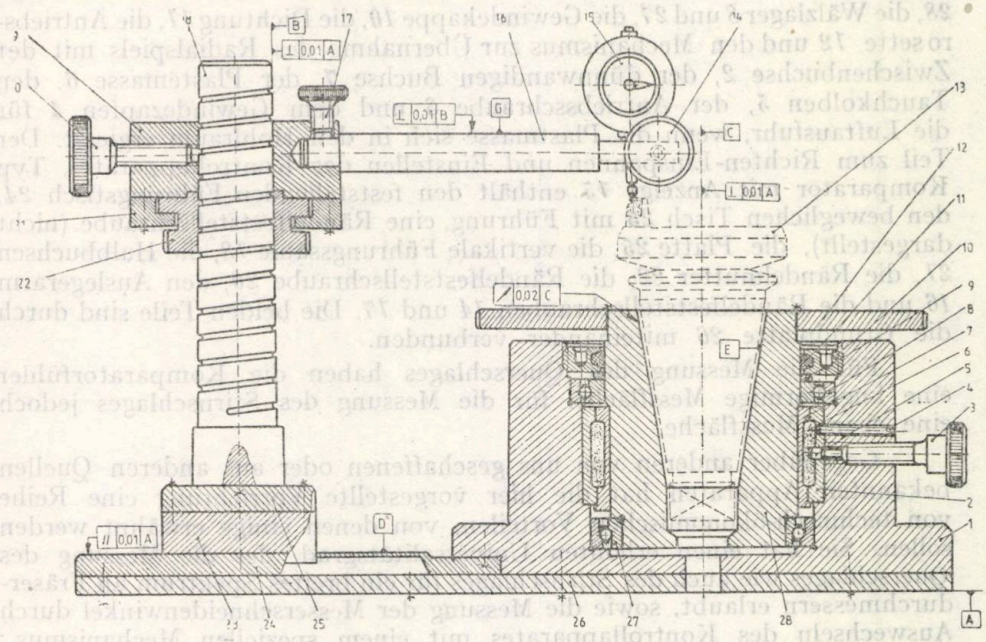



Abb. 1

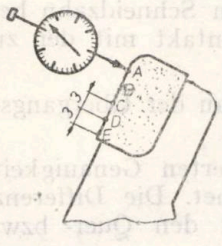



Abb. 2

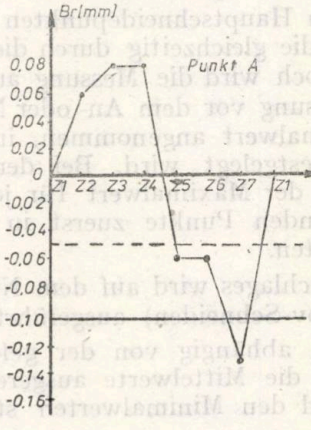



Abb. 3

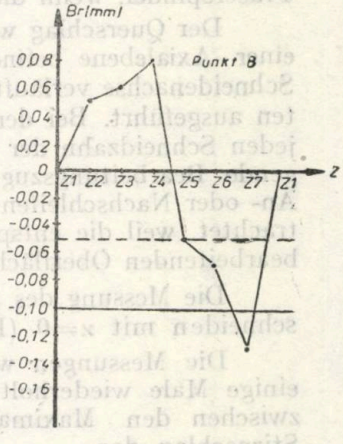



Abb. 4

*28*, die Wälzlager *8* und *27*, die Gewindekappe *10*, die Dichtung *11*, die Antriebsrosette *12* und den Mechanismus zur Übernahme des Radialspiels mit der Zwischenbuchse *2*, der dünnwandigen Buchse *7*, der Plastemasse *6*, den Tauchkolben *5*, der Antriebsschraube *3* und dem Gewindezapfen *4* für die Luftausfuhr, wenn die Plastmasse sich in den Hohlraum ergiesst. Der Teil zum Richten-Einspannen und Einstellen des Kontrollapparates, Typ Komparator mit Anzeige *15* enthält den feststehenden Führungstisch *24*, den beweglichen Tisch *23* mit Führung, eine Rändelfeststellschraube (nicht dargestellt), die Platte *25*, die vertikale Führungssäule *18*, die Halbbuchsen *21*, die Rändelmutter *22*, die Rändelfeststellschraube *20*, den Auslegerarm *16* und die Rändelfeststellschrauben *14* und *17*. Die beiden Teile sind durch die Grundplatte *26* miteinander verbunden.

Für die Messung des Querschlages haben die Komparatorfühler eine kugelförmige Messfläche, für die Messung des Stirnschlages jedoch eine ebene Messfläche.

Gegenüber anderen von uns geschaffenen oder aus anderen Quellen bekannten Apparaten hat die hier vorgestellte Vorrichtung eine Reihe von technisch-ökonomischen Vorteilen, von denen einige erwähnt werden sollen. Sie hat einen erhöhten Universalitätsgrad, der die Messung des Querschlages wie auch des Stirnschlages für ein breites Spektrum an Fräserdurchmessern erlaubt, sowie die Messung der Messerschneidenwinkel durch Auswechseln des Kontrollapparates mit einem speziellen Mechanismus ; es können alle Fräsertypen „Romascon" mit Morsekegel, ISO-Kegel oder zylindrischer Fräserbohrung gemessen werden durch Einfügung einer Buchse mit ISO-Kegel bzw. eines konischen Dorns zwischen die konische Buchse *28* und den Einspannteil des Fräsers ; sie sichert eine erhöhte Messgenauigkeit infolge eines Übernahmesystems der Spielle, bestehend aus Wälzlagern vom Typ eines Zentrierungs- und Einspannmechanismus mit Plastmasse.

Man kann die Messungen durchführen sowohl durch Einspannen der Fräser in die Vorrichtung selbst, als auch durch Einspannen dieser in die Fräserspindel, wenn die Vorrichtung auf dem Maschinentisch befestigt ist.

Der Querschlag wird in Hauptschneidepunkten gemessen, die sich in einer Axialebene befinden, die gleichzeitig durch die Fräserachse und die Schneidenachse verläuft, jedoch wird die Messung auch in anderen Punkten ausgeführt. Bei der Messung vor dem An- oder Nachschleifen wird für jeden Schneidzahn der Minimalwert angenommen, indem die zu beseitigende Bearbeitungszugabe festgelegt wird. Bei der Messung nach dem An- oder Nachschleifen wird der Maximalwert für jeden Schneidzahn betrachtet, weil die entsprechenden Punkte zuerst in Kontakt mit der zu bearbeitenden Oberfläche treten.

Die Messung des Stirnschlages wird auf dem Niveau der Übergangsschneiden mit $\varkappa = 0$ (Kolesov-Schneiden) ausgeführt.

Die Messungen werden abhängig von der geforderten Genauigkeit einige Male wiederholt und die Mittelwerte ausgerechnet. Die Differenz zwischen den Maximal- und den Minimalwerten stellt den Quer- bzw. Stirnschlag dar.

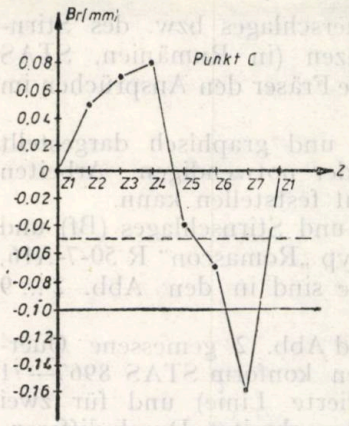



Abb. 5

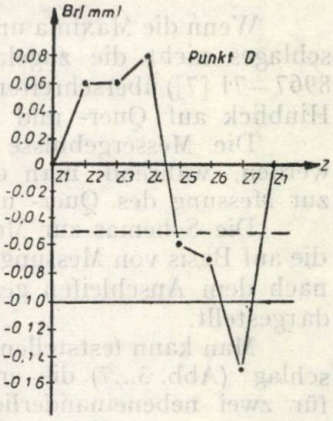



Abb. 6

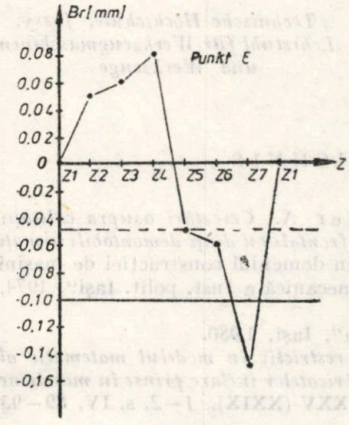



Abb. 7

Abb. 8

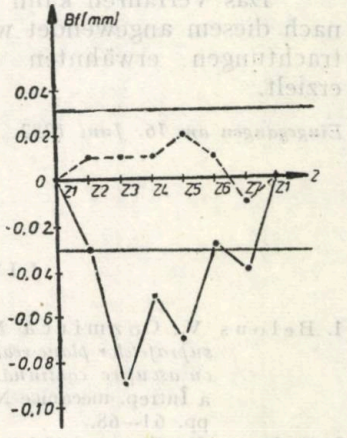



Abb. 9

Wenn die Maxima und die Minima des Querschlages bzw. des Stirnschlages nicht die zugelassenen Standardgrenzen (in Rumänien, STAS 8967—71 [7]) überschreiten, dann entsprechen die Fräser den Ansprüchen im Hinblick auf Quer- und Stirnschlag.

Die Messergebnisse können in Tabellen und graphisch dargestellt werden, während man die Aufeinanderfolge der notwendigen Arbeiten zur Messung des Quer- und Stirnschlages leicht feststellen kann.

Die Schemas zur Messung des Quer (Br)- und Stirnschlages (Bf) und die auf Basis von Messungen an einem Fräser, Typ „Romascon" R 50-7-A16, nach dem Anschleifen gezeichneten Diagramme sind in den Abb. 2 ... 9 dargestellt.

Man kann feststellen, dass der entsprechend Abb. 2 gemessene Querschlag (Abb. 3...7) die erlaubten Abweichungen konform STAS 8967—71 für zwei nebeneinanderliegende Zähne (dunktierte Linie) und für zwei entgegengesetzte Zähne (durchgezogene Linie) überschreitet. Durch differenziertes Korrekturanziehen der Zähne hat man keine entscheidende Verkleinerung dieses Schlages erhalten, was auf das Konstruktionsprinzip der Zähne zurückzuführen ist (Befestigung auf einem Kegel).

Ebenfalls kann man feststellen, dass der Stirnschlag (Abb. 9), gemessen konform Abb. 8, die durch STAS 8967—81 erlaubte Abweichung überschreitet. Durch differenziertes Korrekturanziehen der Zähne wurde dieser Schlag verkleinert, so dass er sich in den erlaubten Grenzen befindet.

Aus den dargestellten Diagrammen und aus anderen für andere Fräsertypen kann man die Schlussfolgerung ziehen, dass die beschriebenen Vorrichtungen zur Kompensierung des Stirnschlages (oder der Einspannfehler) bei armierten Stirnfräsern vom Typ „Romascon" dienen können und zwar durch kontrolliertes (differenziertes) Nachstellen (Korrekturanziehen) der Feststellschrauben für die Schneidzähne [1], [2], [6].

Das Verfahren kann sowohl vor dem An- oder Nachschleifen als auch nach diesem angewendet werden, wobei man die in den theoretischen Betrachtungen erwähnten vorteilhaften technisch-ökonomischen Effekte erzielt.

*Eingegangen am 16. Juni 1982*

*Technische Hochschule, Jassy,*
*Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen*
*und Werkzeuge*

LITERATURVERZEICHNIS

1. Belous V., Cozmîncă M., Minea Gh., Szuder A., *Cercetări asupra calităţii suprafeţelor plane realizate prin frezare cu freze frontale cu dinţi demontabili armaţi cu ascuţire continuă.* „Lucr. ses. şt. com. din domeniul construcţiei de maşini a Întrep. mecanice Nicolina Iaşi şi a Fac. de mecanică a Inst. polit. Iaşi", 1974, pp. 61—68.
2. Belous V., *Sinteza sculelor aşchietoare.* Ed. „Junimea", Iaşi, 1980.
3. Gherghel N., *Eroarea admisibilă de strîngere—factor restrictiv în modelul matematic al regimului optim de aşchiere la strunjirea semifabricatelor inelare prinse în mandrine cu fălci radiale glisante.* Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXV (XXIX)**, *1—2*, s. IV, 89—93 (1979).
4. Gherghel N., Teză de doctorat, Inst. polit. Iaşi, 1979.

5. Gherghel N., *Construcţia şi exploatarea dispozitivelor*. Vol. I, Inst. polit. Iaşi, 1981.
6. Gojineţchi N., Stoian M., *Cîteva rezultate ale cercetărilor experimentale privind erorile de strîngere ale dinţilor frezelor „Romascon"*. „Creaţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia de maşini MUSD", Iaşi, 14—15 noiembrie 1980, pp. 33—38.
7. * * * *Freze frontale cu dinţi demontabili cu plăcuţe din carburi metalice*. STAS 8967—71.
8. * * * *Prospecte ale firmei „Walter"*, 1972, 1973.

## METODOLOGIE DE COMPENSARE A ERORILOR DE STRÎNGERE A DINŢILOR FREZELOR DE TIP „ROMASCON"

(Rezumat)

Se prezintă o metodologie de compensare a erorilor de strîngere a dinţilor frezelor de tip „Romascon", bazată pe suprastrîngerea controlată a şuruburilor de blocare a dinţilor în urma măsurării bătăilor frontale ale acestora, utilizînd un dispozitiv special de control.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 621.9.01

# INSTALAȚIE ȘI METODĂ PENTRU CONTROLUL TRAIECTORIILOR SĂNIILOR MAȘINILOR-UNELTE

DE

SILVIA DRUȚU

Precizia geometrică a mașinilor-unelte constituie un criteriu principal de caracterizare a calității acestora, o condiție necesară de realizare a preciziei impuse pieselor ce vor fi prelucrate pe ele.

Între încercările de precizie la care sînt supuse mașinile-unelte, încercările privind rectilinitatea suprafețelor și deplasărilor ocupă un loc important [1] ... [5].

Extinderea utilizării controlului numeric asupra poziționării relative sculă-piesă sporește importanța încercărilor privind precizia traiectoriei, abaterile acestora putînd afecta serios exactitatea sistemelor de poziționare.

Ținînd seama de cerințele unei analize complete a preciziei traiectoriei prezentate în [5], autoarea a conceput și realizat o instalație care permite determinarea parametrilor poziției ansamblului mobil în diferitele puncte ale spațiului controlat prin sistemele de poziționare ale mașinilor-unelte, în particular prin sistem cu comandă numerică (CN).

În fig. 1 este arătată instalația realizată, amplasată pe un strung carusel SC 1250 în cazul determinării preciziei traiectoriei după direcția $Oy$.

Pentru precizarea poziției curente a saniei orizontale $S_0$ în care s-au făcut determinările privind precizia traiectoriei, pe traversa strungului s-a instalat un fir rezistiv, în suporți cu izolare față de masă, alimentat de la o sursă stabilă de curent continuu. Pe sania orizontală $S_0$ s-a fixat un cursor de asemenea izolat față de masă. Tensiunea culeasă între una din bornele firului rezistiv și cursor determină cu exactitate poziția curentă a saniei orizontale. Această tensiune se duce la intrarea $x$ a unui inscriptor realizînd astfel o legătură analogă între deplasarea $x$ a peniței inscriptorului și deplasarea după direcția $Oy$ a saniei orizontale. Prin aceasta se precizează poziția saniei în care au fost determinate abaterile de la rectilinitate.

Un traductor inductiv a fost plasat în locul normal al unei scule. Palpatorul său urmărește suprafața de lucru a unei rigle de control. Abaterile de la rectilinitate $\delta_z$ transformate de puntea tensometrică într-o tensiune electrică și amplificate corespunzător sînt aduse la intrarea $y$ a inscriptorului.

Se poate determina și înscrie în același timp evoluția continuă a abaterii de la rectilinitate funcție de poziția curentă a saniei orizontale. Datorită

legăturii continui între poziția saniei și poziția peniței inscriptorului se poate trasa evoluția abaterii de la rectilinitate și în sens invers. Se poate repeta înregistrarea fără schimbarea condițiilor de control.

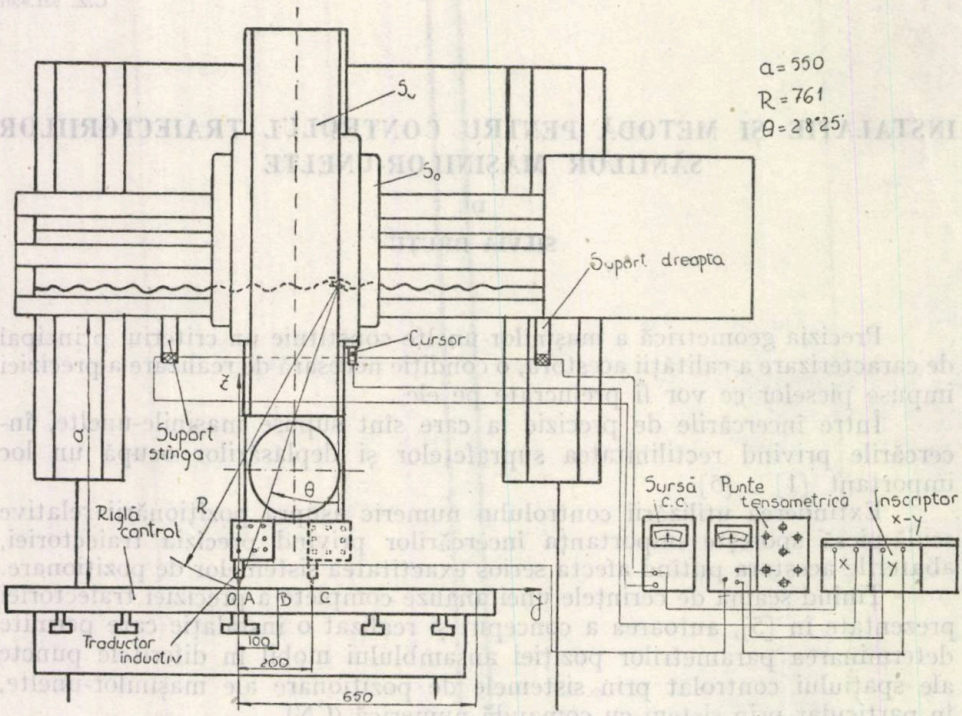



Fig. 1

Instalația realizată în acest mod permite înregistrarea evoluției abaterilor de la rectilinitatea traiectoriei și a altor puncte ale saniei, de exemplu *B* și *C*, cu amplasarea traductorului în aceste puncte. Înregistrările făcute în acest fel conțin de asemenea informația exactă asupra poziției curente a saniei orizontale în care s-au făcut măsurătorile.

Instalația și metoda propusă au fost experimentate de autoare la determinarea preciziei traiectoriei pe direcția *Oy* la strungul SC 1250 cu CN.

Fig. 2*a* reprezintă traiectoria punctului *A*, marcat în fig. 1, la cursa directă (curba *I*) și în cursa inversă (curba *II*). Traversa a fost fixată la distanța $a=550$ mm față de suprafața mesei. Măsurarea a fost făcută la nivelul de 70 mm de la suprafața mesei pe suprafața activă a riglei de control.

În fig. 2*a* sînt trasate și liniile adiacente ale celor două traiectorii. Deplasarea importantă a unei linii adiacente față de cealaltă evidențiază ponderea basculării saniei la schimbarea sensului de deplasare.

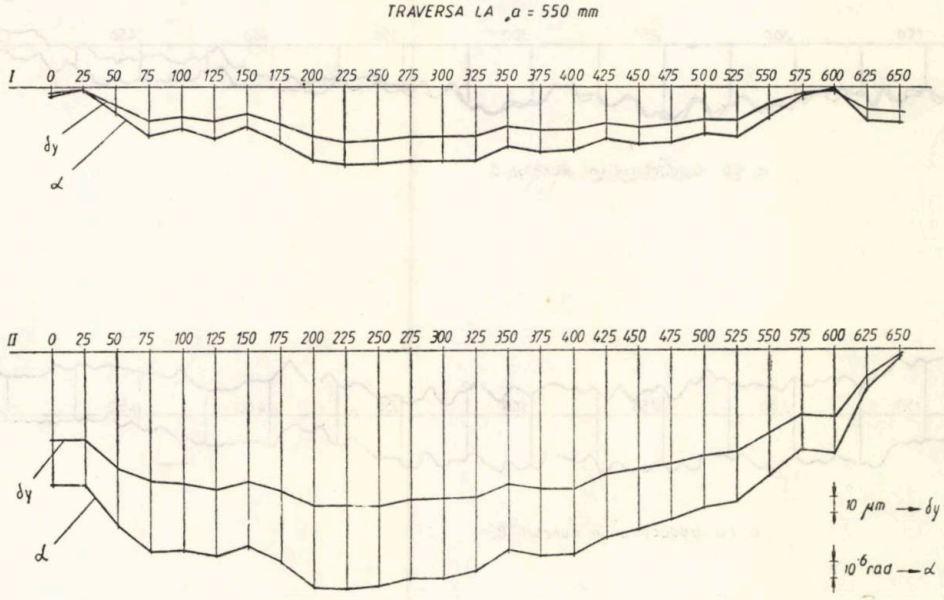
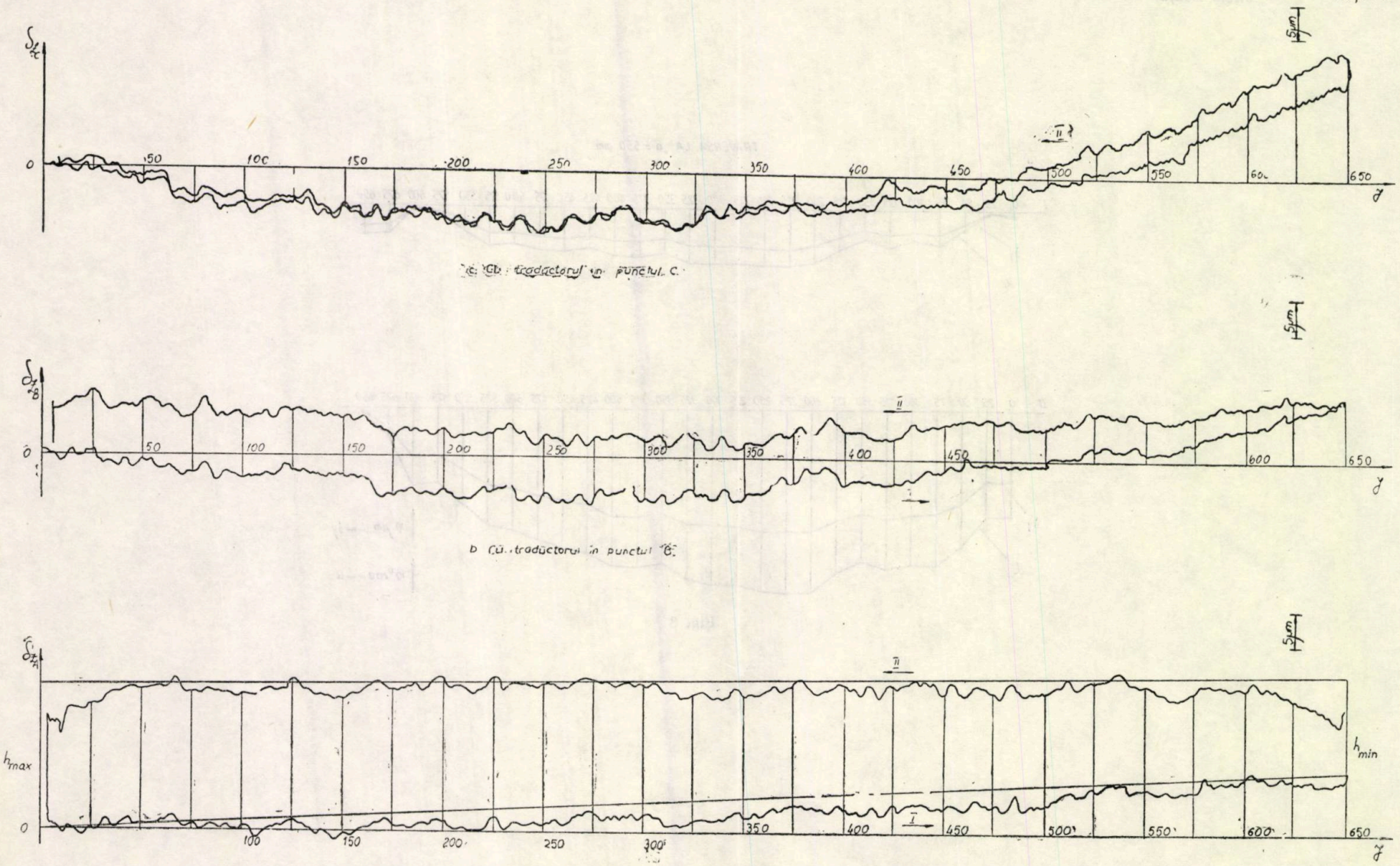

TRAVERSA LA „a = 550 mm
I
0 25 50 75 100 125 150 175 200 225 250 275 300 325 350 375 400 425 450 475 500 525 550 575 600 625 650
δy
α
II
0 25 50 75 100 125 150 175 200 225 250 275 300 325 350 375 400 425 450 475 500 525 550 575 600 625 650
δy
α
10 μm → δy
10⁻⁶ rad → α

Fig. 3




c) Cu traductorul în punctul C

b) Cu traductorul în punctul B

a) Cu traductorul în punctul A

Fig. 2

Poziția liniilor adiacente marchează și abaterile $\gamma$ de paralelism cu suprafața mesei. Pentru traiectoria studiată acestea sînt $\gamma_1 = 2{,}8''$ ; $\gamma_2 = 42{,}5''$. Schimbarea înclinării dreptei adiacente față de dreapta de referință este urmarea schimbărilor în modul efectiv de ghidare a saniei pe cele două sensuri.

Denivelările în deplasarea altui punct al subansamblului cercetat, punctul $C$ din fig. 2, au fost înregistrate în fig. 2 *c*, curba *I* pentru cursa directă și curba *II* pentru cursa inversă.

Abaterile traiectorilor *I* și *II* ale punctului $C$ față de traiectoriile *I* și *II* corespunzătoare la punctul $A$ evidențiază existența și a unor rotații ale subansamblului în deplasarea sa.

Luînd drept referință poziția inițială $A_0C_0$ a dreptei $AC$ se pot determina unghiurile $\alpha$ de rotație a ansamblului față de poziția inițială cu relația

$$\alpha = \frac{\delta_{zC} - \delta_{zA}}{l_{AB}} 10^{-3} \quad [\text{rad}]. \tag{1}$$

Evoluțiile acestor unghiuri cu deplasarea $l$ a saniei sînt marcate pe graficele din fig. 3; graficul *I* pentru cursa directă și graficul *II* pentru cursa inversă.

Cunoașterea traiectoriei unui punct al ansamblului deplasabil, în cazul de față puctul $A$, și a rotațiilor $\alpha$ determină complet caracterul mișcării ansamblului. Cu aceste date se poate determina traiectoria oricărui punct al ansamblului deplasabil. De exemplu, traiectoria punctului $B$ luat ca punct suplimentar de control se poate determina prin calcul. Astfel ordonata $\delta_{zB}$ a punctului față de poziția sa inițială luată de referință, la diferite poziții $l$, este

$$\delta_{zB} = \delta_{zA} + l_{AB}\alpha. \tag{2}$$

Comparînd pozițiile rezultate din calcul pentru punctul $B$ (tabelul 1, coloana 5 pentru cursa directă și coloana 11 pentru cursa inversă) cu cele măsurate (tabelul 1, coloana 6 pentru cursa directă și 13 pentru cursa inversă) rezultă o bună coincidență. În coloanele 8 respectiv 14 rezultă abaterile dintre ordonata efectivă și cea măsurată la cursa directă respectiv inversă.

În acest mod mișcarea unui ansablu care trebuie să execute o deplasare rectilinie este complet și precis caracterizată.

La amplasarea traversei mașinii în altă poziție este de așteptat să se păstreze caracterul mișcării săniei, dar cu altă abatere de la paralelismul liniei adiacente cu suprafața mesei. Deci diferențele între traiectoriile acelorași puncte ale ansamblului săniilor pentru diferite poziții ale traversei este de așteptat să se rezume numai la abateri ale paralelismului liniei adiacente față de suprafața mesei.

În condițiile normale de lucru schimbarea poziției traversei atrage după sine și schimbări în poziția săniei verticale față de cea orizontală deci și a punctelor generatoare de pe tăișul sculei în ansamblul săniilor. Datorită existenței nu numai a unor mici abateri liniare $\delta_z$ dar și a unor mici rotații $\alpha$, traiectoria punctelor generatoare nu mai este aceeași.

Tabelul 1

| Nr. crt. | Distanța $l$ mm | Cursa directă | | | | | Eroarea μm | Cursa inversă | | | | | Eroarea μm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Denivelarea | | | | | | Denivelarea | | | | | |
| | | calculată | | | măsurată | | | calculată | | | măsurată | | |
| | | $\delta_{zA}$ | $l_{AB}\alpha$ | $\delta_{zB}$ | $\delta_{zB}$ | | | $\delta_{zA}$ | $l_{AB}\alpha$ | $\delta_{zB}$ | $\delta_{zB}$ | | |
| | | μm | μm | μm | div | μm | | μm | μm | μm | div | μm | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 0 | 10 | 1 | − 0,5 | 0,5 | 1 | 0,5 | 0 | 16,5 | − 8,25 | 8,25 | 13 | 6,5 | −2,5 |
| 1 | 25 | 0 | − 0,25 | − 0,25 | 1,5 | 0,75 | 1 | 18 | − 8,25 | 9,75 | 18 | 9 | −0,75 |
| 2 | 50 | 1 | − 1,75 | − 0,75 | − 1 | 0,5 | 0,25 | 20,5 | − 10,75 | 9,75 | 16 | 8 | − 1,75 |
| 3 | 75 | 1 | − 3 | − 2 | − 5 | −2,5 | − 0,5 | 20 | − 12,25 | 7,75 | 12 | 6 | − 1,75 |
| 4 | 100 | 0,5 | − 2,75 | − 2,25 | − 6 | −3 | − 0,75 | 20 | − 12,25 | 7,75 | 11 | 5,5 | −2,25 |
| 5 | 125 | 2 | − 3,25 | − 1,25 | − 4 | −2 | − 0,75 | 21,5 | − 12,75 | 8,75 | 14 | 7 | − 1,75 |
| 6 | 150 | 0 | − 2,5 | − 2,5 | − 6 | −3 | − 0,5 | 19,5 | − 12 | 7,5 | 11 | 6,5 | − 1 |
| 7 | 175 | 1 | − 3,5 | − 2,5 | − 10 | −5 | − 2,5 | 20,5 | − 13 | 7,5 | 7 | 3,5 | −4 |
| 8 | 200 | 1,5 | − 11 | − 9,5 | − 9 | −4,5 | + 5 | 22,5 | − 14,5 | 5 | 9 | 4,5 | −0,5 |
| 9 | 225 | 2,5 | − 4,75 | − 2,25 | − 9 | −4,5 | + 2,25 | 22,5 | − 14,75 | 7,75 | 7 | 3,5 | −4,25 |
| 10 | 250 | 1 | − 4,75 | − 3,75 | − 10 | −5 | − 1,25 | 21,5 | − 14,5 | 7 | 7 | 3,5 | −3,5 |
| 11 | 275 | 3 | − 4,5 | − 1,5 | − 9 | −4,5 | − 3 | 22 | − 14 | 8 | 7 | 3,5 | −4,5 |
| 12 | 300 | 2,5 | − 4,5 | − 2 | − 11 | −5,5 | − 2,5 | 21,5 | − 14 | 7,5 | 5 | 2,5 | −5 |
| 13 | 325 | 2 | − 4,5 | − 2,5 | − 8 | −4 | − 1,5 | 20 | − 13,5 | 6,5 | 5 | 2,5 | −4 |
| 14 | 350 | 2,5 | − 3,75 | − 1,25 | − 9 | −4,5 | − 3,25 | 20 | − 12,25 | 7,75 | 3 | 1,5 | −6,25 |
| 15 | 375 | 4 | − 4 | − 0 | − 6 | −3 | − 3 | 21,5 | − 12,75 | 8,75 | 7 | 3,5 | −5,25 |
| 16 | 400 | 3 | − 4 | − 1 | − 6 | −3 | − 2 | 21 | − 12,5 | 8,5 | 7 | 3,5 | −5 |
| 17 | 425 | 3,5 | − 3,25 | 0,25 | − 7 | −3,5 | − 3,25 | 21,5 | − 11,5 | 10 | 5 | 2,5 | −7,5 |
| 18 | 450 | 3,5 | − 3,75 | − 0,25 | − 3 | − 1,5 | − 1,25 | 20 | − 11 | 9 | 10 | 5 | −4 |
| 19 | 475 | 4 | − 3,5 | 0,5 | − 1 | −0,5 | − 1 | 20,5 | − 10,5 | 10 | 11 | 5,5 | −4,5 |
| 20 | 500 | 4,5 | − 27,5 | − 23,5 | − 1 | −0,5 | +23 | 20,5 | − 9,75 | 10,75 | 9 | 4,5 | −5,75 |
| 21 | 525 | 7 | − 3,25 | − 3,75 | 3 | 1,5 | − 1,25 | 22 | − 9,5 | 12,5 | 13 | 6,5 | −6 |
| 22 | 550 | 6,5 | − 2 | 4,5 | 2 | 1 | − 3,5 | 21,5 | − 7,75 | 13,75 | 11 | 5,5 | −8,25 |
| 23 | 575 | 6,5 | − 0,75 | 5,75 | 5 | 2,5 | − 2,25 | 20,5 | − 6 | 14,5 | 12 | 6 | −8,5 |
| 24 | 600 | 8 | − 0,25 | 7,75 | 9 | 4,5 | − 3,25 | 21 | − 6,25 | 14,75 | 15 | 7,5 | −6,25 |
| 25 | 625 | 8 | 2 | 10 | 13 | 6,5 | − 3,5 | 19,5 | − 2,25 | 17,25 | 17 | 8,5 | −8,75 |
| 26 | 650 | 8 | 2,25 | 10,25 | 16 | 8 | − 2,5 | 18,5 | − 0,5 | 18 | 18 | 9 | −9 |

Pentru o caracterizare completă a mișcării rectilinii a ansamblului mobil este necesară analiza acestuia și în alte poziții din cîmpul de lucru. Autoarea a făcut determinările, care nu mai sînt prezentate în această lucrare, cu poziționarea traversei și în alte puncte pe coloană, rezultatele confirmînd cele spuse mai sus.

Denivelările $\delta_z$ în deplasarea pe axa $Oy$ a saniei orizontale, ca urmare a abaterii de la rectilinitate, a micilor rotații, a înclinării liniei adiacente și a basculării saniei, vor da direct abaterile de formă a piesei prelucrate cînd scula execută o mișcare de generare sau vor da direct abaterile de poziționare cînd scula execută o mișcare de poziționare.

Micile rotații $\alpha$ în deplasarea pe direcția $Oy$ vor da totodată abateri $\delta_y$ chiar pe direcția $Oy$ de deplasare care vor afecta precizia de poziționare pe această coordonată în sistemul CN sau oricare alt sistem de poziționare.

**Tabelul 2**

| Pct. crt. | Distanța $l$ mm | Traversa la $a=550$ $R = 761541 \cos\theta = 0{,}87951$ $R\cos\theta = 669{,}782$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | cursa directă | | cursa inversă | |
| | | $\alpha$ [$10^{-3}$ rad] | $\delta y$ [$\mu$m] | $\alpha$ [$10^{-3}$ rad] | $\delta y$ [$\mu$,m] |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 0 | 0 | −0,005 | − 3,348 | −0,0825 | −55,257 |
| 1 | 25 | −0,0025 | − 1,674 | −0,0825 | −55,257 |
| 2 | 50 | −0,0175 | −11,721 | −0.1075 | −72,001 |
| 3 | 75 | −0,03 | −20,093 | −0,1225 | −81,378 |
| 4 | 100 | −0,0279 | −18,419 | −0,1225 | −82,048 |
| 5 | 125 | −0,0325 | −21,767 | −0,1275 | −85,397 |
| 6 | 150 | −0,025 | −16,744 | −0,12 | −80,373 |
| 7 | 175 | −0,035 | −23,442 | −0,13 | −87,071 |
| 8 | 200 | −0,0425 | −28,465 | −0,145 | −97,118 |
| 9 | 225 | −0,0475 | −31,814 | −0,1475 | −98,792 |
| 10 | 250 | −0,0475 | −31,814 | −0,145 | −97,118 |
| 11 | 275 | −0,045 | −30,140 | −0,14 | −93,769 |
| 12 | 300 | −0,045 | −30,14 | −0,14 | −93,769 |
| 13 | 325 | −0,045 | −30,14 | −0,135 | −90,420 |
| 14 | 350 | −0,0375 | −25,116 | −0,1225 | −82,048 |
| 15 | 375 | −0,04 | −26,791 | −0,1275 | −85,397 |
| 16 | 400 | −0,04 | −26,791 | −0,125 | −85,722 |
| 17 | 425 | −0,0325 | −21,767 | −0,115 | −77,024 |
| 18 | 450 | −0,0375 | −25,116 | −0,11 | −73,676 |
| 19 | 475 | −0,035 | −23,442 | −0,105 | −70,327 |
| 20 | 500 | −0,0275 | −18,619 | −0,0975 | −65,303 |
| 21 | 525 | −0,0325 | −21,767 | −0,095 | −63,629 |
| 22 | 550 | −0,02 | −13,395 | −0,0775 | −51,908 |
| 23 | 575 | −0,0075 | − 5,023 | −0,06 | −40,186 |
| 24 | 600 | −0,0025 | − 1,674 | −0,0625 | −41,861 |
| 25 | 625 | −0,02 | −13,395 | −0,0225 | −15,07 |
| 26 | 650 | −0,0225 | −15,07 | −0,005 | − 3,348 |

Autoarea face observația că aceste abateri pot fi mari în cazul săniilor cu dimensiuni mari pe cele două coordonate așa cum este cazul majorității mașinilor-unelte cu CN (mașini de frezat longitudinal, mașini de alezat și frezat, strunguri carusel etc.).

Aceste abateri se calculează cu relația

$$\delta_y = R\alpha \cos\theta. \tag{3}$$

Valorile acestor abateri sînt date în tabelul 2.

În mod asemănător, în deplasarea pe direcția *Oz* abaterile de rectilinitate, paralelism și bascularea se vor include în erorile $\delta_y$ de poziționare iar micile rotații $\alpha$ în această mișcare vor produce de această dată abateri $\delta_z$ de poziționare pe direcția $z$.

Ținînd seama de aceste aspecte, autoarea subliniază necesitatea analizării la fiecare mașină-unealtă a preciziei mișcării în această formă,

mai completă. Vor rezulta astfel criterii corecte pentru proiectarea și construcția acestor subansamble privind forma, dimensiunile și precizia ghidajelor, precum și dispunerea lor în raport cu cîmpul activ al sculei.

Rezultă de asemenea necesitatea testării mașinilor-unelte în faza de prototip și în producția de serie, în această formă mai completă.

*Primită la 4 martie 1982*

*Institutul politehnic, Iași,*
*Catedra de mașini-unelte și scule*

BIBLIOGRAFIE

1. Горбачева В. В., Медянцева Л. Л., *Способ определения отклонения от прямолинеиность.* Из. текс., *4* (1968).
2. Кутаи К. А., Гуревич И. Б., *Особеность применения позициоых систем СПУ на тяжелых станков.* Станки и инструмент, *5* (1977).
3. Schlesinger G., Koenigsberger F., Burdekin M., *Testing Machine Tools.* 8th Ed., 1978.
4. Шарова Б. Б., *Исследования в область линеиных измерении.* Труды, *138* (1975—78).
5. Druțu S., *Aspecte noi ale preciziei mișcării rectilinii a săniilor mașinilor-unelte.* Bul. Inst. polit. Iași, **XXVIII (XXXII)**, *1—4*, s. IV (1982).

## УСТАНОВКА И МЕТОДА КОИТРОЛЯ ТРАЕКТОРИЯ КАРЕТКИ СТАНКОВ

(Резюме)

Дано описание установки для определении отклонении от прямолинеиности и малые вращения каретки станков с прямолинеиного движения.

Приведены данные экспериментально проверки и методика перерабатывания этого для определения траектории каждои точки ансамбля перемещено.

Определено оклонение определяющие точность система позиционирования.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVII (XXXI), Fasc. 3 — 4 1981
Secţia IV
MECANICĂ APLICATĂ

C.D.621.92

# MODELLI MATEMATICI PER I PRINCIPALI CRITERI DI VALUTAZIONE DEI RISULTATI DELLA RETTIFICA ELETTROCHIMICA-ABRASIVA TRAMITE PRESSIONE COSTANTE DI ALCUNE LEGHE DURE SINTETIZZATE (CARBURI METALLICI) (II)

DI

N. GHERGHEL

**1. Introduzione.** I modelli matematici per i principali criteri di valutazione dei risultati della rettifica elettrochimica-abrasiva sono stati presentati in [1].

**2. Metodologia di raccolta dei dati sperimentali. 2.1.** *Condizione dello sperimentare (ricerca).* **2.1.1.** *La schema di lavorazione.* Abbiamo studiato la rettifica elettrochimica abrasiva con pressione costante, con dischi di diamante del tipo tazza e il vantaggio longitudinale realizzato dalla massa porta-semifabbricato (utensile scheggiatore). La schema di lavorazione utilizzato è presentato nella fig. 1 e modella l'affilatura sulla superficie liberazione (attiva) dei coltelli-disco, molto utilizzati nella produzione dei cuscinetti ma i risultati delle ricerche rimangano validi in tutte i casi nei quali si conserva il modo di penetrazione della soluzione di elettrolito tra il disco abrasiva e il provino (utensile scheggiatore) e la posizione della superficie di lavorazione in rapporto con il sistema referenziale della macchina-utensile ; si modifica, soltanto la direzione delle tracce di lavorazione sulla superficie lavorata.

**2.1.2.** *I materiali sottoposti alla ricerca. Provini.* Sono stati studiati delle leghe dure sinterizzate (carburi metallici) dai gruppi di utilizzazione *P*10, *P*20, *P*30, utilizzati alla lavorazione degli acciai. I materiali studiati rappresentano differenze importanti nella loro composizione chimica di base (soprattutto, il contenuto di carburo di wolframio e di cobalto), per poter trarre delle conclusioni sopra l'influenza della composizione delle leghe dure sopra i risultati della rettifica elettrochimica abrasiva con pressione costante.

Come provini sono state utilizzate delle placchette affilatrici di carburi metallici sinte t izzate — U.M.F. Bucarest, aventi la forma SPGN 12.03.12. L'utilizzazione come provini delle placchette con la forma sopra ricordata, permette il mantenimento costante dell'area della superficie di contatto tra il disco abrasivo e il provino, cosi come la variazione comoda dell'altezza della superficie di contatto e, implicitamente, dell'aria di questa superficie.

Tenendo conto che le placchette utilizzate sono state rettificate in piccole superficie, anteriormente, sono state rettificate per eliminare l'inclinazione di queste superficie rispetto a superficie grandi.

2.1.3. *I dischi abrasivi che hanno costituito l'oggetto della ricerca.* Abbiamo studiato i dischi con diamante, dalla forma tazza cilindrica, simbolo 125-25-2 D 151 EN 75—I.M.F. Bucarest.

La forma e le dimensioni dei dischi utilizzati sono presentate nella fig. 2. Questi dischi vengono utilizzati correntemente sulle macchine da affilare utensili secondo il procedimento elettrochimico-abrasivo e hanno le caratteristiche di base vicine ai valori ottimi dedotti in base alle ricerche sperimentali dei processi di rettifica convenzionale ed elettrochimica-abrasiva.

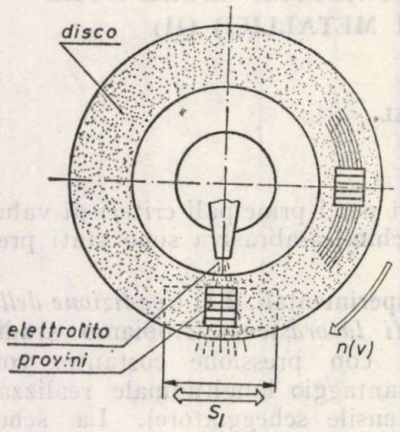



Fig. 1

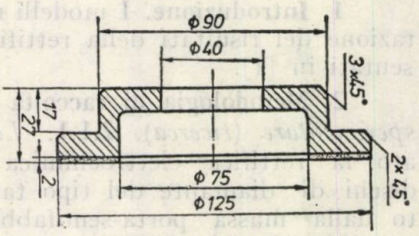



Fig. 2

Sono stati studiati i dischi con diamante, considerandosi che la loro superiorità ai dischi con altri abrasivi è stata pienamente dimostrata dalle ricerche sperimentali, soprattutto nella lavorazione delle leghe dure sintetizzate, del tipo studiato nel presente lavoro.

Si è assicurato un orientamento e una collocazione precisa dei dischi, mentre per ottenere dei test significativi di rettifica elettrochimica-abrasiva, i dischi sono stati sottoposti alla ricerca soltanto dopo che il loro profilo è stato portato in uno stadio ottimo di usura (usura stabilizzata) ottenuto („condizionamento", „rodaggio") sul materiale sottoposto alla ricerca nelle condizioni di lavoro utilizzate per la prova suddetta.

2.1.4. *La soluzione dell'elettrolito che ha costituito l'aggetto della ricerca.* E'stata studiata una soluzione di elettrolito con la seguente composione: 60 l acqua riscaldata a 70 °C ; 4,160 kg azotito di sodio; 1,800 kg soda calcinata.

Questa soluzione è caratterizzata da un grado di tossicità molto ridotto e da un'azione elettrochimica molto soddisfacente.

Il debito della soluzione dell'elettrolito è stato di 3 l/min.

Sono state prese le misure necessarie per ridurre, il più possibile, la variazione delle proprietà della soluzione di elettrolito.

2.1.5. *L'impianto di rettifica elettrochimica abrasiva su cui sono state effetuate le ricerche.* Le ricerche furono effetuate su un impianto per la rettifica elettrochimica-abrasiva, del tipo „Agathon 125-SEV", utilizzata correntemente a I.R. Bîrlad nell'affilatura dei coltelli-disco profilati.

Date le necessità della ricerca, l'impianto è stato completato con un variatore di giro con cinghie larghe, con un transformatore-redresore e con un dispozitivo per realizzare la pressione costante. Il variante di giro è stato concepito cosi che assicurasse la variazione della velocità del disco abrasivo.

Il transformatore-redressore è stato necessario per poter realizzare una regolazione più fine della densità della corrente rispetto a quella dell' impianto.

Il dispositiva per realizzare la pressione costante è stato necessario perchè l'impianto è costruito, secondo il principio con anticipo transversale (profondità di affilatura) costante, fatto a mano.

2.2. *L'assicurazione della raccolta di alcuni dati comparabili.* Per assicurare la raccolta di alcuni dati comparabili e certi, si è utilizzata la metodologia, nominata da noi „lavorazione in condizioni di conttato costante", metodologia utilizzata nella Cattedra di Machine-utensili dell'Instituto Politecnico di Jassy (Romania) [4], [5], [9].

Questa metodologia presuppone l'effettuazione di alcune condizioni di contatto identiche tra il disco abrasivo e il semifabbricato da lavorare (l'utensile da affilare, il provino), cioè il mantenimento costante della forza di pressione, della forma, dell'aria e dalla posizione della superficie di contatto rispetto al sistema di riferimento della macchina-utensile.

Allo stesso tempo la modificazione dell'aria della superficie di contatto, deve essere fatta tramite la modificazione, in generale, soltanto di una delle dimensioni caratteristiche (in genere, l'altezza $h$ delle superficie rettangolari).

Bisogna ancora tener conto che, generalmente, la forza reale di scheggiamento in direzione della forza di pressione costante, realizzata dai dispozitivi oppure dai sistemi rispetivi, non è uguale alla forza di pressione.

Questa differenza è più evidente nella rettifica elettrochimica-abrasiva, nella quale la pressione dei gas sviluppati nel processo produce una forza di una grandezza notevole che si oppone alla forza di pressione.

Le precisazioni fatte sono importanti soprattutto nelle operazioni di affilatura con la parte frontale dei dischi-tazza, quando grazie alle grandi superficie di contatto, le condizioni del contatto sono rese più difficili.

La ricerca sperimentale dei processi di rettifica elettrochimica-abrasiva usando la metodologia presentata permette l'ottenere di alcuni risultati con utilità prattica immediata, tenendo conto che sono state già realizzate delle macchine affilatrici che lavorano sul principio della pressione costante.

Tutte queste considerazioni ci hanno determinato utilizzare la metodologia di lavorazione in condizioni di contatto costante, per raccogliere i dati sperimentali della ricerca proposta.

Per l'applicazione della metodologia è stato utilizzato un dispositivo originale, concepito e realizato nella Catedra di Macchine-utensili dell Politecnico di Jassy [5].

2.3. *La misurazione o la determinazione delle grandezze di uscita.* 2.3.1. *La misurazione delle forze di scheggiamento.* Per misurare le forze normali reali di scheggiamento $P_N$ [daN], si è utilizzato un dinamometro tensometrico unidirezionale, che entra nella struttura del dispozitiva per la lavorazione in condizioni di contatto costanti [5], più sopra ricordato.

Per la misurazione delle forze tangenziali di scheggiamento $P_T$ [daN] si è utilizzato un dinamometro tensometrico tridirezionale, costruzione originale, concepito e realizzato nella Cattedra di Macchine-utensili dell' Politecnico di Jassy [1].

2.3.2. *La determinazione dell'usura specifica dei dischi abrasivi.* Per determinare l'usura specifica $U$ [cm² di disco abrasivo/cm³ materiale eliminato], è necesaria la determinazione del volume del disco abrasivo usato $V_u$ [cm³] e del volume di materiale eliminato $V$ [cm³], perché

$$U = \frac{V_u}{V}. \tag{1}$$

Il volume del disco abrasivo usato $V_u$ [cm³] si è determinato in base alla superficie media compresa tra due linee poligonali di profilo registrate tastandosi, punto per punto, la superficie attiva del disco abrasivo, prima e dopo lavorazione.

E'stato utilizzato in questo scopo un dispozitivo concepito e realizzato nella Cattedra di macchine-utensili dell'Instituto Politecnico di Jassy [6].

2.3.3. *La misurazione della temperatura della soluzione di elettrolito.* Si è utilizzato un impianto concepito e realizato nella Cattedra di Macchine-utensili dell'Instituto Politecnico di Jassy [3], che ha alla base un termocuplo artificiale con termoelettrodi di Cromel-Alumel, introdotti in due canali realizzati per il copiare con disco di diamante, su una delle superficie grandi delle placchette affilatrici che hanno servito come provini. Il supporta per la presa dei provini ha servito come supporto per il termocuplo ed ha permesso la modifica della posizione dei termoelettrodi nel modificare l'area della superficie di contatto provino-disco abrasivo.

2.3.4. *La determinazione della velocità di eliminazione del materiale.* Per determinare la velocità di eliminazione del materiale (la produttività della lavorazione) $Q$ [cm³/min] è necessario determinare il volume di materiale eliminato $V$ [cm³] e il tempo di lavoro $t$ [min] perché

$$Q = \frac{V}{t}. \tag{2}$$

Il volume di materiale eliminato $V$[cm³] si è determinato con calcoli in base all'aria della superficie di contatto disco abrasivo-provino $A_{s.c}$ [cm²] e del sovrappiù di lavorazione eliminata $l$ [mm].

Il tempo totale di lavoro $t$ [min] per l'eliminazione del sovrappiù di lavorazione imposto è stato determinato tramite cronometrazione con un cronometro „Slava"—U.R.S.S.

2.3.5. *La misurazione della rugosità delle superficie lavorate.* Per misurare la rugosità delle superficie lavorate, valutata tramite il criterio :

la deviazione media aritmetica del profilo $R_a$ [μm] si è utilizzato un profilometro „Talysurf 4-Hobson" della dotazione del Laboratorio Centrale di I.R. Bîrlad.

**2.3.6.** *La misurazione della rotondità degli spigoli.* La rotondità degli spigoli si è misurata con l'aiuto di un microscopio doppio „Linnik-Smaltz" (Zeiss), della dotazione del Laboratorio di misurazioni tecniche della Cattedra di Machine-utensili dell'Instituto Politecnico di Jassy, utilizzando le indicazioni del lavoro [2].

**2.4.** *La lavorazione dei dati sperimentali.* Dopo aver raccolto i dati sperimentali con la metodologia presentata abbiamo passato al loro studio.

**2.4.1.** *Il calcolo dei coefficienti dei modelli matematici in variabili centrate e normate.* E'stato fatto con le relazioni [8] :

$$b_0 = \frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N} \overset{\bullet}{y}_k, \tag{3}$$

$$b_i = \frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N} x_{i_k}\overset{\bullet}{y}_k, \tag{4}$$

$$b_{ij} = \frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N} (x_{i_k}x_{j_k})\overset{\bullet}{y}_k, \tag{5}$$

$$i \neq j, \quad k = 1, \ldots, N, \quad i = 1, \ldots, r;$$

$N$ — il numero totale di esperienze $=22$; $r$ — il numero di variabili indipendenti $=5$; $x$ — la variabile indipendente (misura di entrata) centrata e normata ; $y$— la variabile dipendente (misura di uscita) logaritmata, ottenuta tramite l'esperimento.

**2.4.2.** *La valutazione del peso dell'influenza delle diverse grandezze di entrata sulle misure di uscita.* E'stato possibile perché cosi come abbiamo detto, le misure di entrata hanno la stessa unità di misura e i coefficienti dei modelli matematici in variabili centrati e normati possono essere facilmente paragonati. L'analisi ha portato alla conclusione che i coefficienti dei termini di interdependenza possono essere trascurati.

**2.4.3.** *La determinazione dei valori naturali dei coefficienti dei modelli matematici.* E'stato fatta con l'aiuto delle transformazioni eseguite anteriormente. Tenendo conto delle modifiche eseguite, i valori dei coefficienti determinati in questo modo rappresenteranno : $\lg C$, $\alpha$, $\beta$, $\gamma$, $\varphi$, $\xi$, dai modelli matematici proposti inizialmente mentre

$$C = 10^{\lg C}.$$

**2.4.4.** *La verifica dell'adeguazione dei modelli matematici ottenuti.* E'stato fatto con l'aiuto del criterio Fischer [8] e costando che, tutti i modelli matematici ottenuti sono adeguati.

**2.4.5.** *Il portare dei modelli matematici ottenuti alle formule proposte inizialmente.* E stato fatto tenendo conto delle transformazione :

$$\lg z = \lg C + \alpha \lg w_1 + \beta \lg w_2 + \gamma \lg w_3 + \varphi \lg w_4 + \xi \lg w_5, \tag{6}$$

$$\lg z = \lg C \lg 10 + \alpha \lg w_1 + \beta \lg w_2 + \gamma \lg w_3 + \varphi \lg w_4 + \xi \lg w_5, \tag{7}$$

$$z = 10^{\lg C} w_1^{\alpha} w_2^{\beta} w_3^{\gamma} w_4^{\varphi} w_5^{\xi}, \tag{8}$$

$$z = C w_1^{\alpha} w_2^{\beta} w_3^{\gamma} w_4^{\varphi} w_5^{\xi}. \tag{9}$$

**3. I modelli matematici ottenuti.** In base alla metodologia presentata sono stati ottenuti i seguenti modelli matematici per i principali criteri di valutazione dei risultati delle rettifica elettrochimica-abrasiva con pressione costate per le leghe dure sintetizzate (carburi metallici) dai gruppi di utilizzazione *P* 10, *P* 20, *P* 30.

a) Per la *velocità di eliminazione del materiale* (la produttività della lavorazione) :

$$Q_{P10} = 0{,}037 \frac{i^{0,16} p^{0,16} v^{0,04}}{s_l^{0,09} h^{0,05}} \quad [\text{cm}^3/\text{min}], \tag{10}$$

$$Q_{P20} = 0{,}039 \frac{i^{0,15} p^{0,15} v^{0,04}}{s_l^{0,08} h^{0,05}} \quad [\text{cm}^3/\text{min}], \tag{11}$$

$$Q_{P30} = 0{,}031 \frac{i^{0,17} p^{0,17} v^{0,05}}{s_l^{0,09} h^{0,06}} \quad [\text{cm}^3/\text{min}]. \tag{12}$$

b) Per la *forza normale di scheggiamento* :

$$P_{N_{P10}} = 2{,}710 \frac{p^{0,89} s_l^{0,33} h^{0,08}}{i^{0,37} v^{0,10}} \quad [\text{daN}], \tag{13}$$

$$P_{N_{P20}} = 2{,}138 \frac{p^{0,94} s_l^{0,36} h^{0,09}}{i^{0,41} v^{0,09}} \quad [\text{daN}], \tag{14}$$

$$P_{N_{P30}} = 2{,}958 \frac{p^{0,80} s_l^{0,28} h^{0,08}}{i^{0,32} v^{0,09}} \quad [\text{daN}]. \tag{15}$$

c) Per la *forza tangenziale di scheggiamento* :

$$P_{T_{P10}} = 1{,}066 \frac{p^{0,85} s_l^{0,29} h^{0,05}}{i^{0,36} v^{0,04}} \quad [\text{daN}], \tag{16}$$

$$P_{T_{P20}} = 1{,}011 \frac{p^{0,83} s_l^{0,33} h^{0,07}}{i^{0,35} v^{0,07}} \quad [\text{daN}], \tag{17}$$

$$P_{T_{P30}} = 1{,}445 \frac{p^{0,69} s_l^{0,24} h^{0,06}}{i^{0,26} v^{0,06}} \quad [\text{daN}]. \tag{18}$$

d) Per la *temperatura della soluzione di elettrolito* :

$$T_{E_{P10}} = 7{,}603 \frac{i^{0,37} p^{0,20} s_l^{0,12} h^{0,11}}{v^{0,09}} \quad [^{\circ}\text{C}], \tag{19}$$

$$T_{E_{P20}} = 6{,}012 \frac{i^{0,39} p^{0,20} s_l^{0,13} h^{0,12}}{v^{0,09}} \quad [^{\circ}\text{C}], \tag{20}$$

$$T_{EP30} = 10{,}617 \frac{i^{0,33} p^{0,17} s_l^{0,11} h^{0,10}}{v^{0,07}} \quad [°C]. \tag{21}$$

e) Per *l'usura specifica del disco abrasivo* :

$$U_{P10} = 0{,}004 \frac{p^{0,24} s_l^{0,08} h^{0,08}}{i^{0,16} v^{0,08}} \quad [cm^3/cm^3], \tag{22}$$

$$U_{P20} = 0{,}003 \frac{p^{0,28} s_l^{0,10} h^{0,10}}{i^{0,19} v^{0,10}} \quad [cm^3/cm^3], \tag{23}$$

$$U_{P30} = 0{,}005 \frac{p^{0,18} s_l^{0,06} h^{0,06}}{i^{0,12} v^{0,06}} \quad [cm^3/cm^3]. \tag{24}$$

f) Per la *rugosità delle superficie lavorate* :

$$Ra_{P10} = 0{,}066 \frac{i^{0,36} s_l^{0,20} h^{0,14}}{p^{0,24} v^{0,29}} \quad [\mu m], \tag{25}$$

$$Ra_{P20} = 0{,}078 \frac{i^{0,33} s_l^{0,20} h^{0,13}}{p^{0,22} v^{0,27}} \quad [\mu m], \tag{26}$$

$$Ra_{P30} = 0{,}036 \frac{i^{0,42} s_l^{0,27} h^{0,20}}{p^{0,28} v^{0,34}} \quad [\mu m]. \tag{27}$$

g) Per la *rotondità degli spigoli* :

$$\rho_{P10} = 5{,}188 \frac{i^{0,50} s_l^{0,16} h^{0,09}}{p^{0,23} v^{0,16}} \quad [\mu m], \tag{28}$$

$$\rho_{P20} = 5{,}370 \frac{i^{0,49} s_l^{0,15} h^{0,09}}{p^{0,20} v^{0,14}} \quad [\mu m], \tag{29}$$

$$\rho_{P30} = 2{,}754 \frac{i^{0,62} s_l^{0,26} h^{0,10}}{p^{0,29} v^{0,26}} \quad [\mu m]. \tag{30}$$

Per poter apprezzare la veridicità dei modelli matematici ottenuti si sono tracciati i diagrammi di dipendenza di ciascun criterio, di una data condizione di lavoro e sono stati studiati in legame con i fenomeni prodotti durante il processo.

Dalle relazioni (10) ... (30) şi possono esstrarre facilmente i coefficienti e gli esponenti che devono essere introdotti nel modello matematico [7] proposto per l'ottimizzazione delle principali condizioni di lavoro nella rettifica elettrochimica-abrasiva con pressione costante.

Per tutte le attività legate dall'elaborazione dei modelli matematici dati, si è realizzato un programma in linguaggio FORTRAN che è stato posto su un calcolatore „Felix C 256" nel Centro di calcolo dell'Università „Al. I. Cuza" di Jassy.

*Ricevuto al 11 Maggio 1981*

*Instituto Politecnico di Jassy,*
*Cattedra di Macchine Ustensili*

## BIBLIOGRAFIA

1. Caşler Gh., Gherghel N., Plăhteanu B., *Un dinamometru tensometric tridirecțional pentru măsurarea forțelor de așchiere în procesele de abrazare.* Lucrările primului simpozion național de tensometrie, Vol. 3, Iași, 1977, pp. 153—162.
2. Enache Șt., *Calitatea suprafețelor prelucrate.* Ed. tehn., Buc., 1966.
3. Gherghel N., Plăhteanu B., *Ricerche sperimentali riguardanti l'influenza della profondita di scheggiamento sopra la temperatura della soluzione di elettrolito, nell'affilatura elettrochimica-abrasiva.* Ingegneria, Milano, 5—6, 135—138 (1977).
4. Gherghel N., Plăhteanu B., Zetu D., Condrea I., *Prelucrarea în condiții de contact constante ca metodologie de cercetare experimentală a proceselor de rectificare electrochimică-abrazivă.* Lucrările conferinței „Tehnologii noi de fabricație în construcția de mașini", Vol. III, Galați, 1977, pp. 99—102.
5. Gherghel N., Condrea I., Zetu D., Plăhteanu B., *Dispozitiv cu apăsare constantă pentru cercetarea experimentală a procesului de rectificare electrochimică-abrazivă.* Lucrările conferinței „Tehnologii noi de fabricație în construcția de mașini", Vol. II, Galați, 1977, pp. 133—136.
6. Gherghel N., Plăhteanu B., *Considerații asupra evaluării uzurii discurilor cu diamant utilizate la rectificarea electrochimică-abrazivă.* Bul. Inst. polit. Iași, XXIII (XXVII), 3—4, s. IV, 69—76 (1977).
7. Gherghel N., *Modelli matematici per i principali criteri di valutazione dei risultati della rettifica elettrochimica-abrasiva tramite pressione costante di alcune leghe dure sinterizzate (carburi metallici)* (I). Bul. Inst. polit. Iași, XXVII (XXXI), 1—2, s. IV (1981).
8. Penescu C., Ionescu C., Tertișco M., Ceangă E., *Identificarea experimentală a proceselor automatizate.* Ed. tehn., Buc., 1971.
9. Plăhteanu B., Gherghel N., *Cercetări privind influența parametrilor de contact în procesele de ascutire a sculelor așchietoare.* Fiabilitatea în construcția de mașini, M.U.S.D., Iași, 1975, pp. 38—41.

## MODELE MATEMATICE PENTRU PRINCIPALELE CRITERII DE EVALUARE A PERFORMANȚELOR LA RECTIFICAREA ELECTROCHIMICĂ-ABRAZIVĂ CU APĂSARE CONSTANTĂ A ALIAJELOR DURE SINTERIZATE (II)

(Rezumat)

Se prezintă metodologia de elaborare a unor modele matematice de formă politropică pentru principalele criterii de evaluare a performanțelor proceselor de rectificare (ascuțire) electrochimică-abrazivă cu apăsare constantă și anume: viteza de îndepărtare a materialului (productivitatea prelucrării) $Q$ [cm$^3$/min]; forța normală de așchiere $P_N$ [daN]; forța tangențială de așchiere $P_T$ [daN]; temperatura soluției de electrolit $T_E$ [°C]; uzura specifică a discului abraziv $U$ [cm$^3$/cm$^3$]; rugozitatea suprafețelor prelucrate Ra [μm] și rotunjirea muchiilor ρ [μm]. Aceste modele țin seama de: densitatea de curent $i$ [A/cm$^2$]; presiunea de contact $p$ [daN/cm$^2$]; viteza periferică a discului abraziv $v$ [m/s]; avansul longitudinal $s_l$ [c.d./min.] și de înălțimea suprafeței de contact $h$ [mm].

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 631.3

# CONTRIBUȚII LA CALCULUL GRAFICELOR DE ÎNCĂRCARE A UTILAJELOR PENTRU TOCAT FURAJE FIBROASE ȘI GROSIERE

DE

GR. N. TAȘCĂ

**1. Introducere.** Este cunocut faptul că alegerea corectă a motorului electric de acționare a mașinilor de lucru și utilajelor este determinată de forma caracteristicii mecanice rezultante și natura regimului de funcționare, puse în evidență de forma graficului de încărcare $M_{rs}=f(t)$ [1], [3], [6], [8], [12], [13].

Calculul și reprezentarea graficelor de încărcare a utilajelor pentru tocat furaje, din motivele menționate în [1], [4], [6] ... [16], sînt laborioase și necesită un volum mare de lucru. De asemenea, pentru constituirea diagramei cuplului motor graficul de sarcină real $M_{rsR}=f(t)$, redus la viteza arborelui motor, se înlocuiește cu unul echivalent cu respectarea condițiilor de echivalență indicate și utilizate în [1], [3], [5], [7], [11], [13], [14].

Pentru operativitate în proiectarea acționărilor electrice a utilajelor pentru tocat furaje și avînd în vedere particularitățile cinematice și dinamice ale acestor mașini de lucru, în prezenta lucrare se studiază posibilitățile de construire a graficelor de încărcare direct în forma echivalentă, eliminînd faza intermediară.

**2. Metoda de lucru.** Pentru rezolvarea problemei propusă se utilizează schema geometrică echivalentă, simplificată, a aparatului de tocat aferent tipului de utilaj studiat, conform procedeului indicat în [14]. De asemenea, se are în vedere legătura dintre parametrii cinematici și dinamici specifici procesului de lucru, deservit de aceste utilaje, menționată în [6] ... [15], precum și de forma reală și cea echivalentă, posibilă, a graficelor de încărcare [1], [3], [5], [7] ... [14] ... [16].

Formele graficelor de încărcare aferente utilajelor pentru tocat furaje, (reale și echivalente posibile) cel mai des întîlnite în exploatare [6] ... [11], [15], [16], sînt indicate în fig. 1 *a* ... *h*.

Din analiza mai multor variante constructive și funcționale precum și a formelor graficelor de încărcare ale utilajelor pentru tocat furaje, efectuată pe subansamble de lucru, rezultă că natura regimului de funcționare a acestor utilaje este determinată de modul de variație a cuplului rezistent static util dezvoltat în procesul de tocat furaje. De asemenea, în [14] se menționează că unghiul de alunecare $\tau$ este un parametru principal ce carac-

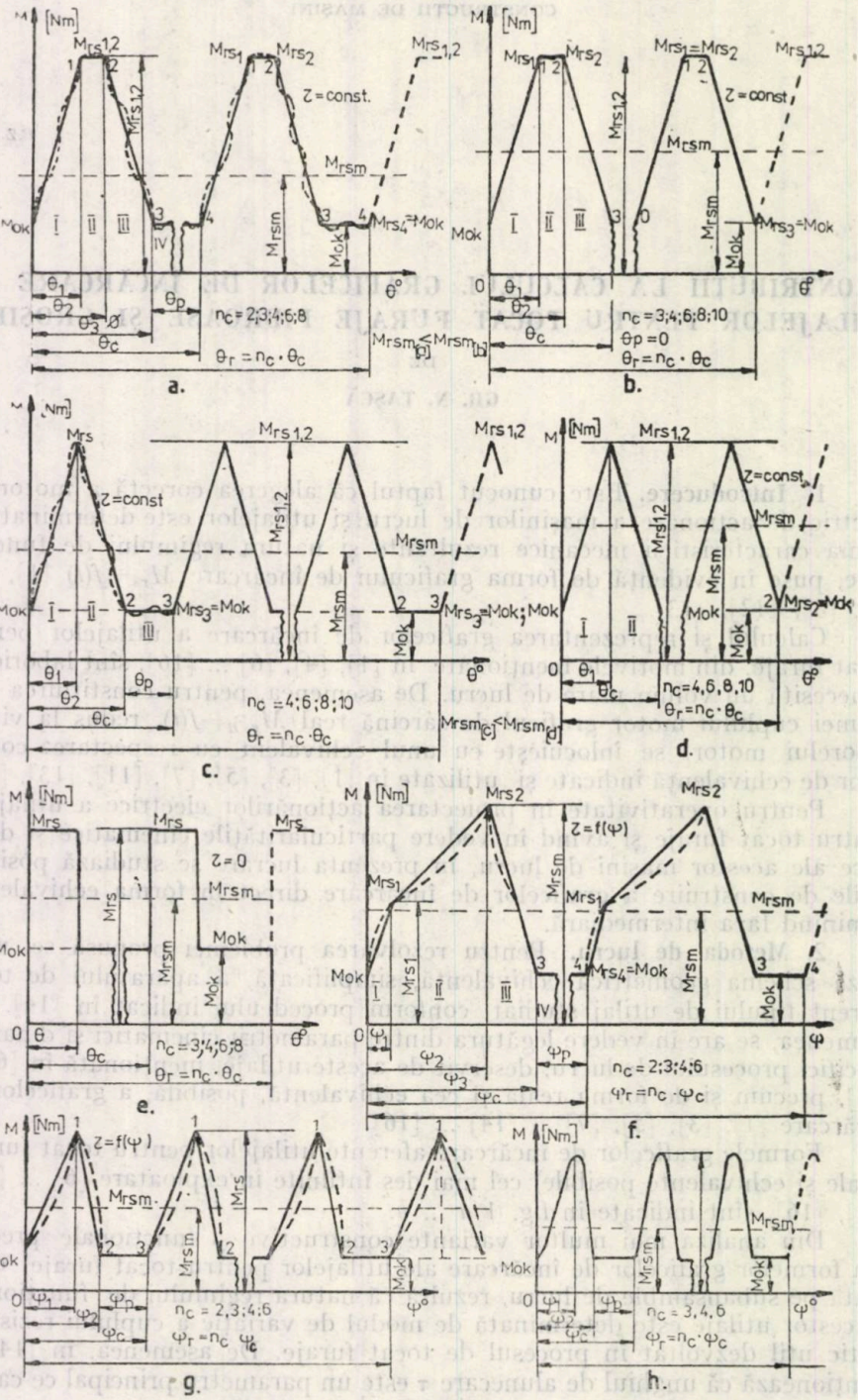

M [Nm]
Mrs1,2
Mrs1
Mrs2
Z = const.
Mrsm
Mok
Mrs4=Mok
θ1
θ2
θ3
θp
θc
θr = nc · θc
nc = 2;3;4;5;8
Mrsm[a] < Mrsm[b]
a.
Mrs1=Mrs2
nc = 3;4;6;8;10
θp = 0
b.
Mrs
Z = const
Mrs3=Mok
nc = 4;6;8;10
Mrsm[c] < Mrsm[d]
c.
d.
Z = 0
nc = 3;4;6;8
e.
Z = f(φ)
φ1
φ2
φ3
φp
φc
φr = nc · φc
nc = 2;3;4;6
f.
Z = f(φ)
nc = 2,3;4;6
g.
nc = 3,4,6
h.

Fig. 1

terizează procesul tehnologic de tocat furaje atît din punct de vedere al indicilor calitativi de lucru cît și din punct de vedere energetic. Din acest ultim punct de vedere graficele de încărcare, aferente utilajelor pentru tocat furaje, pot fi clasificate astfel :

a) grafice de încărcare pentru utilajele la care unghiul de alunecare $\tau$ se păstrează constant în timpul procesului de lucru ;

b) grafice de încărcare a utilajelor la care unghiul de alunecare $\tau$ variază în timpul procesului de lucru.

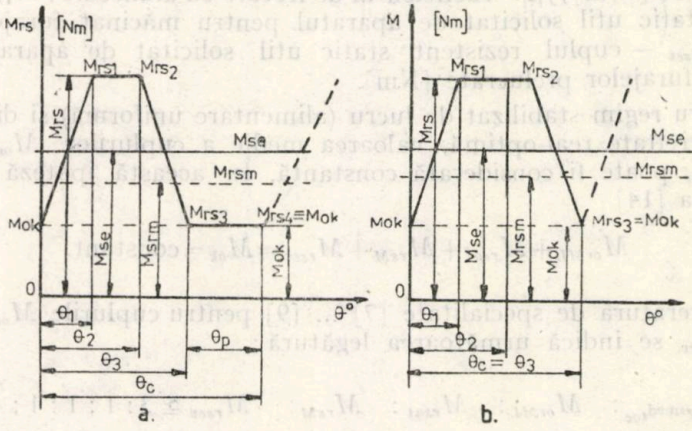



Fig. 2

**3. Grafice de încărcare cu șocuri în formă de trapez, cu și fără cuplu de pauză și $\tau$ constant.** Principalele tipuri de grafice de încărcare cu șocuri în formă de trapez (forma echivalentă), cu și fără cuplu de pauză și pentru $\tau$ constant, corespunzătoare unui ciclu de funcționare și aferente acestor utilaje, sînt prezentate în fig. 2*a*, *b*. Pentru construirea acestor grafice de încărcare, așa după cum se poate observa din fig. 2, este necesară determinarea următorilor parametri [14] :

$$\theta_1 = \frac{h_f}{R_t}, \quad \theta_2 = \frac{L \operatorname{tg} \tau}{R_t}, \quad \theta_3 = \frac{h_f + L \operatorname{tg} \tau}{R_t} = \theta_1 + \theta_2, \quad \theta_c = \frac{2\pi}{n_c}, \tag{1}$$

$$\theta_p = \theta_c - \theta_3, \quad M_{ok}, \quad M_{rs},$$

unde s-a notat : $h_f$ — înălțimea medie a stratului de furaj [m] ; $R_t$ — raza tobei tocătoare [m] ; $L$ — lungimea gurii de alimentare [m] ; $\tau$ — unghiul de înclinare a cuțitelor față de contracuțite (grade) ; $n_c$ — numărul de cuțite (buc.).

Regimul de funcționare al acestor utilaje este descris de următoarea relație a bilanțului de cupluri [8] ... [16] :

$$M_{rs} = M_{orML} + M_{rsal} + M_{rstoc} + M_{rsM} + M_{rsev}, \tag{2}$$

unde : $M_{rs}$ este cuplul rezistent static considerat la arborele de ieșire al acestor utilaje [Nm] ; $M_{orML}$ — cuplul rezistent static de mers în gol teh-

nologic [Nm]; $M_{rsal}$ — cuplul rezistent static util solicitat de aparatul de alimentare [Nm]; $M_{rstoc}$ — cuplul rezistent static util solicitat de aparatul de tocat furaje. Corespunzător intervalului $\theta_2-\theta_1$, cuplul $M_{rstoc}$ poate fi calculat cu relația [14]

$$M_{rstoc[II]}=K_{[\tau]}K_{II},\quad \theta\in[\theta_1,\ \theta_2], \tag{3}$$

unde s-a mai notat: $K_{[\tau]}=\delta_{med[\tau]}\,(1+f'_{[\tau]}\operatorname{tg}\tau)$[N/m]; $\delta_{med[\tau]}$ este efortul specific mediu [N/m]; $f'_{[\tau]}$ — coeficientul de frecare cu alunecare; $M_{rsM}$ — cuplul rezistent static util solicitat de aparatul pentru măcinat furajele tocate [Nm]; $M_{rsev}$ — cuplul rezistent static util solicitat de aparatul pentru evacuarea furajelor prelucrate [Nm].

Pentru regim stabilizat de lucru (alimentare uniformă) și din condiții de productivitate real-optimă, valoarea medie a cuplurilor $M_{orML}$, $M_{rsal}$, $M_{rsM}$, $M_{rsev}$ poate fi considerată constantă. În această ipoteză se poate face notația [14]

$$M_{orML}+M_{rsal}+M_{rsM}+M_{rsev}=M_{ok}=\text{constant}. \tag{4}$$

În literatura de specialitate [7] ... [9] pentru cuplurile $M_{orML}$, $M_{rsal}$, $M_{rsM}$, $M_{rsev}$ se indică următoarea legătură:

$$M_{rsmed_{toc}}:\ M_{orML}:\ M_{rsal}:\ M_{rsM}:\ M_{rsev}\cong 3:1:1:1:1, \tag{5}$$

în care: $M_{rsmed_{toc}}$ este cuplul mediu static solicitat de aparatul de tocat furaje și care poate fi determinat cu relația:

$$\text{a) } M_{rsmed_{toc}}=M_{rstoc},\ \text{pentru } \tau=0 \text{ (grafic de formă dreptunghiulară)};$$

$$\text{b) } M_{rsmed_{toc}}=\frac{\theta_2}{\theta_3}M_{rstoc},\ \text{pentru } \tau\neq 0 \text{ (grafic de formă trapezoidală)}; \tag{6}$$

$$\text{c) } M_{rsmed_{toc}}=\frac{M_{rstoc}}{2}\ \text{pentru } \tau\neq 0 \text{ (grafic în formă triunghiulară).}$$

3.1. *Calculul cuplului de pauză.* La determinarea cuplului de pauză trebuie ținut seama de structura constructivă și funcțională (tehnologică), pe subansamble, a utilajului considerat în studiu, adică de numărul de subansamble $n_{sa}$ ale utilajului (componente) ale cuplului de pauză și care se raportează la același arbore de acționare (arborele de ieșire principal). De asemenea, trebuie avută în vedere valoarea reală a cuplului $M_{orML}$, vafoare determinată de gradul de perfecționare al utilajului pentru tocat furaje [6], [7], [11], [12], [14] ... [16]:

$$M_{ok}=(0{,}2\div 0{,}5)\frac{n_{sa}}{3}M_{rsmed_{toc}}\cong 0{,}35\frac{n_{sa}}{3}M_{rsmed_{toc}}. \tag{7}$$

După relațiile (3) și (6), pentru cuplul de pauză $M_{ok}$, rezultă:

a) $M_{ok}=0{,}35\frac{n_{sa}}{3}K_{[\tau[}K'_{II}$, pentru $\tau=0$, cu $K'_{II}=0{,}75LR_t$ [m²];

(8) b) $M_{ok}=0{,}35\frac{n_{sa}}{3}\frac{\theta_2}{\theta_3}K_{[\tau]}K_{II}$, pentru $\tau\neq 0$

c) $M_{ok}=0{,}35\frac{n_{sa}}{3}\frac{K_{[\tau]}K_{II}}{2,}$, pentru $\tau\neq 0$ } cu $K_{II}=0{,}51LR_t$ [m²].

3.2. *Calculul cuplului de șoc (vîrf).* Avînd în vedere relațiile (2)... (4), cuplul de șoc (de vîrf) $M_{rs}$ poate fi determuinat cu relația

(9) $$M_{rs}=M_{ol[n_{sa},\tau]}+K_{[\tau]}K_{II}.$$

În funcție de tipul utilajului pentru tocat furaje și de modul de organizare tehnologică a subansamblelor $n_{sa}$ ale acestuia pe flux, pot exista următoarele situații:

I. pentru $\tau=0$

(10)
$$\begin{aligned}
&n_{sa}=1: \quad M_{ok}=0{,}117K_{[0]}K'_{II}, \quad M_{rs}=1{,}117K_{[0]}K'_{II};\\
&n_{sa}=2: \quad M_{ok}=0{,}233K_{[0]}K_{II}, \quad M_{rs}=1{,}233K_{[0]}K'_{II};\\
&n_{sa}=3: \quad M_{ok}=0{,}350K_{[0]}K'_{II}, \quad M_{rs}=1{,}350K_{[0]}K'_{II};\\
&n_{sa}=4: \quad M_{ok}=0{,}467K_{[0]}K'_{II}, \quad M_{rs}=1{,}467K_{[0]}K'_{II}.
\end{aligned}$$

II. pentru $\tau\neq 0$

(11)
$$\begin{aligned}
&n_{sa}=1: \quad M_{ok}=0{,}117\frac{\theta_2}{\theta_3}K_{[\tau]}K_{II}; \quad M_{rs}=K_{[\tau]}K_{II}\left(1+0{,}117\frac{\theta_2}{\theta_3}\right);\\
&n_{sa}=2: \quad M_{ok}=0{,}233\frac{\theta_2}{\theta_3}K_{[\tau]}K_{II}; \quad M_{rs}=K_{[\tau]}K_{II}\left(1+0{,}233\frac{\theta_2}{\theta_3}\right);\\
&n_{sa}=3: \quad M_{ok}=0{,}350\frac{\theta_2}{\theta_3}K_{[\tau]}K_{II}; \quad M_{rs}=K_{[\tau]}K_{II}\left(1+0{,}350\frac{\theta_2}{\theta_3}\right);\\
&n_{sa}=4: \quad M_{ok}=0{,}467\frac{\theta_2}{\theta_3}K_{[\tau]}K_{II}; \quad M_{rs}=K_{[\tau]}K_{II}\left(1+0{,}467\frac{\theta_2}{\theta_3}\right),
\end{aligned}$$

pentru

$$h_f=(0{,}66\ldots 1{,}0)h=(0{,}66\ldots 1{,}0)L\operatorname{tg}\tau \text{ și } \frac{\theta_2}{\theta_3}=(0{,}5\div 0{,}6,\ldots,0{,}8).$$

3.3. *Calculul coeficientului de șoc.* Pentru calculul coeficientului de șoc se utilizează relația [1], [3], [5], [7], [9], [14]

(12) $$K_{s[\tau,n_{sa},h_f]}=\left(\frac{M_{rs}}{M_{ok}}\right)_{[\tau,n_{sa},h_f]}=\varphi(\tau,n_{sa},h_f).$$

Particularizînd relația (12) pentru cele două situații distincte (10) și (11), rezultă:

I. pentru $\tau=0$ și $h_f=\text{const.}$

$$K_{s[0,\,n_{sa}]}=\left(\frac{K_{[0]}K'_{II}+M_{ok}}{M_{ok}}\right)_{[0,\,n_{sa}]}=\frac{3}{0{,}35n_{sa}}+1\,; \tag{13}$$

$$\begin{aligned} n_{sa}&=1: \quad K_{s[0,1]}=9{,}547\,;\\ n_{sa}&=2: \quad K_{s[0,2]}=5{,}292\,;\\ n_{sa}&=3: \quad K_{s[0,3]}=3{,}857\,;\\ n_{sa}&=4: \quad K_{s[0,4]}=3{,}141. \end{aligned} \tag{14}$$

II. $\tau\neq 0$ și $h_f=\text{const.}$

$$K_{s[\tau,\,n_{sa},\,h_f]}=\left(\frac{M_{rs}}{M_{ok}}\right)_{[\tau,\,n_{sa},\,h_f]}=\frac{3\theta_3+0{,}35n_{sa}\theta_2}{0{,}35n_{sa}\theta_2}.$$

Înlocuind valorile unghiurilor din (1), rezultă

$$K_{s[\tau,\,n_{sa},\,h_f]}=\frac{3h_f}{0{,}35n_{sa}L\operatorname{tg}\tau}+\frac{3}{0{,}35n_{sa}}+1\,;$$

$$\begin{aligned} n_{sa}&=1: \quad K_{s[\tau,\,1]}=\frac{8{,}571h_f}{L\operatorname{tg}\tau}+9{,}547\,;\\ n_{sa}&=2: \quad K_{s[\tau,\,2]}=\frac{4{,}286h_f}{L\operatorname{tg}\tau}+5{,}292\,;\\ n_{sa}&=3: \quad K_{s[\tau,\,3]}=\frac{2{,}857h_f}{L\operatorname{tg}\tau}+3{,}857\,;\\ n_{sa}&=4: \quad K_{s[\tau,\,4]}=\frac{2{,}143h_f}{L\operatorname{tg}\tau}+3{,}141. \end{aligned} \tag{15}$$

Avînd stabilite relațiile de calcul al parametrilor graficelor de sarcină (încărcare), pentru trasarea practică a acestor grafice se procedează în felul următor: într-un sistem de axe de coordonate $\theta OM$, la scări corespunzătoare, se reprezintă punctele (intervalele) de abscisă $\theta_1$, $\theta_2$, $\theta_3$, $\theta_c$ și de ordonate $M_{ok}$ și $M_{rs}$. Prin aceste puncte se duc drepte paralele la axele sistemului. Unind punctele de intersecție dintre dreptele paralele, duse prin $\theta_1$, $\theta_2$, $\theta_3$, $\theta_c$ și $M_{ok}$, $M_{rs}$, se obține graficul de încărcare aferent parametrilor calculați. Succesiunea operațiilor de trasare este indicată în fig. 3. Pentru caracterizarea completă a graficului de sarcină, privind modul de solicitare a motorului electric de acționare, se mai determină:

a) cuplul rezistent static mediu ponderat

$$M_{rsm}=\frac{\sum_1^n M_{rsi}\theta_i}{\sum_1^n \theta_i}\ [\text{Nm}]\,;$$

b) cuplul rezixstent static echivalent

$$(16) \qquad M_{se}=\sqrt{\frac{\int_0^{\theta_c} M^2_{rs[\theta]}\,d\theta}{\theta_c}}=\sqrt{\frac{\sum_1^n M^2_{rsi}\,\theta_i}{\sum_1^n \theta_i}}\ [\text{Nm}].$$

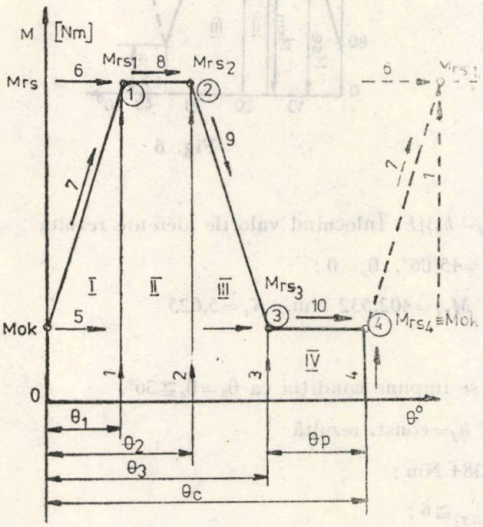



Fig. 3

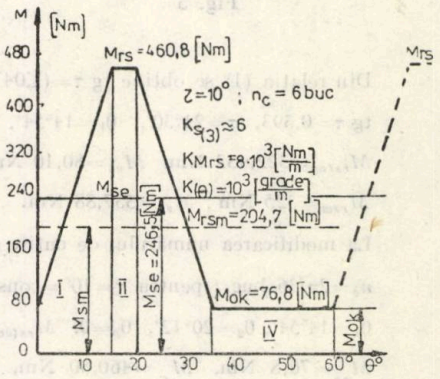



Fig. 4

**3.4.** *Aplicație numerică.* Pentru a reliefa în mod mai concludent avantajele metodei de calcul simplificat al graficelor de încărcare studiată mai sus, relațiile stabilite se aplică la calculul graficelor de încărcare ale unei mașini pentru tocat furaje, avînd următoarele caracteristici principale :

$L=0{,}4\text{m}$ ; $h_f=0{,}052$ ; $R_t=0{,}2$ m ; $\tau=10°$ ; $n_c=6$ buc. ; $n_{sa}=3$ ; $\delta_{\text{med}[\tau]}=9{,}4\cdot10^3$ N/m.

Particularizînd relațiile (1), (3), $(6)_b$, $(8)_b$, (11), (3) (15.3) și (16) pentru valorile caracteristicilor principale se obțin datele necesare trasării graficului de sarcină aferent.

**3.4.1.** *Grafic de încărcare cu cuplu de pauză.* Utilizînd datele de mai sus pentru elementele graficului de încărcare rezultă :

$\theta_1=14°54'$ ; $\theta_2=20°12'$ ; $\theta_3=35°06'$ ; $\theta_c=60°$ ; $\theta_p=24°54'$ ;

$M_{rstoc}=384$ Nm ; $M_{ok}=76{,}8$ Nm ; $M_{rs}=460{,}8$ Nm ; $K_s=5{,}973\approx6$ ;

$M_{rsm}=204{,}7$ Nm ; $M_{se}=246{,}54$ Nm.

**3.4.2.** *Grafic de încărcare fără cuplu de pauză.* Pentru același utilaj și aceleași caracteristici principale, graficele de încărcare fără cuplu de pauză se pot obține modificînd :

a) valoarea unghiului de alunecare $\tau$, care se păstrează constantă în timpul procesului de lucru ;

b) numărul cuțitelor montate pe tobă (rotor) $n_c$.

În primul caz se consideră $\theta_3=\theta_c=60°=1{,}047$ rad.

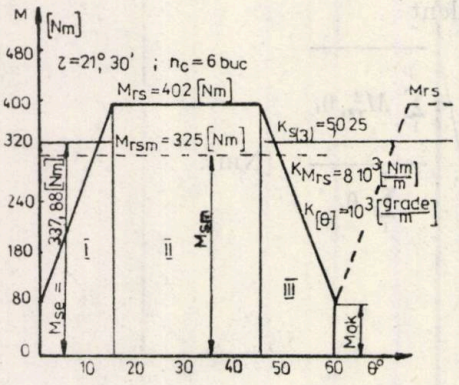



Fig. 5

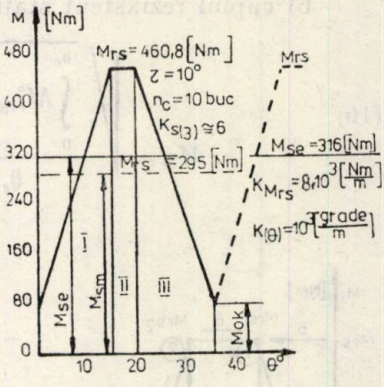



Fig. 6

Din relația (1) se obține $\operatorname{tg}\tau=(1{,}047R_t-h_f)/L$. Înlocuind valorile aferente rezultă

$\operatorname{tg}\tau=0{,}393$, $\tau=21°30'$, $\theta_1=14°54'$, $\theta_2=45°06'$, $\theta_p=0$;

$M_{rstoc}=322{,}432$ Nm, $M_{ok}=80{,}10$ Nm, $M_{rs}=402{,}532$ Nm, $K_s=5{,}025$;

$M_{rsm}=325$ Nm; $M_{se}=337{,}88$ Nm.

La modificarea numărului de cuțite $n$ se impune condiția ca $\theta_3=\theta_c\cong 36°$,

$n_c=2\pi/36$ buc.; pentru $\tau=10°=\text{const.}$; $h_f=\text{const.}$ rezultă:

$\theta_1=14°54'$, $\theta_2=20°12'$, $\theta_p=0$, $M_{rstoc}=384$ Nm;

$M_{ok}=76{,}8$ Nm, $M_{rs}=460{,}80$ Nm, $K_{s[\tau]}\cong 6$;

$M_{rsm}=295$ Nm; $M_{se}=316$ Nm.

Graficele de încărcare astfel determinate, corespunzătoare duratei unui ciclu de funcționare, precum și modul de variație a cuplului rezistent static total $M_{rs}=f(\theta)$, sînt prezentate în fig. 4, 5 și 6 la scările: $K_{Mrs}=8\cdot 10^3$ N/m; $K_{[\theta]}=10^3$ grade/m.

Legea de variație a cuplului rezistent static total $M_{rs}=f(\theta)$ considerat la arborele de ieșire principal, poate fi descrisă de relația [14]:

$$(17)\qquad V_I\quad M_{rs[\theta]}=\begin{cases}\dfrac{M_{rs}-M_{ok}}{\theta_1}\,\theta+M_{ok}, & \theta\in[0,\ \theta_1]\\ M_{rs}, & \theta\in[\theta_1,\ \theta_2]\\ \dfrac{M_{ok}-M_{rs}}{\theta_3-\theta_2}\,\theta+\dfrac{M_{rs}\theta_3-M_{ok}\theta_2}{\theta_3-\theta_2}, & \theta\in[\theta_2,\ \theta_3]\\ M_{ok}, & \theta\in[\theta_3,\ \theta_c]\end{cases}\qquad (a,\ b)$$

$$(18)\qquad V_{II,\,III}\quad M_{rs[\theta]}=\begin{cases}\dfrac{M_{rs}-M_{ok}}{\theta_1}\,\theta+M_{ok}, & \theta\in[\theta,\ \theta_1]\\ M_{rs}, & \theta\in[\theta_1,\ \theta_2]\\ \dfrac{M_{ok}-M_{rs}}{\theta_c-\theta_2}\,\theta+\dfrac{M_{rs}\theta_c-M_{ok}\theta_2}{\theta_c-\theta_2}, & \theta\in[\theta_2,\ \theta_c].\end{cases}$$

Înlocuind aici valorile cuplurilor și unghiurilor corespunzătoare intervalelor *I, II, III, IV* determinate anterior, rezultă :

$$(19)\qquad V_I \quad M_{rs[\theta]} = \begin{cases} 25{,}60\,\theta + 76{,}80 & \theta \in [0°,\ 15°] \\ 460{,}80 & \theta \in [15°,\ 20°] \\ -25{,}60\,\theta + 972{,}80 & \theta \in [20°,\ 35°] \\ 76{,}80 & \theta \in [35°,\ 60°] \end{cases}$$

a)

$$(20)\qquad V_{II} \quad M_{rs[\theta]} = \begin{cases} 21{,}467\,\theta + 80{,}10 & \theta \in [0°,\ 15°] \\ 402{,}532 & \theta \in [15°,\ 45°] \\ -21{,}467\,\theta + 1\,372{,}820 & \theta \in [45°,\ 60°] \end{cases}$$

b)

$$(21)\qquad V_{III} \quad M_{rs[\theta]} = \begin{cases} 25{,}60\,\theta + 76{,}80 & \theta \in [0°,\ 15°] \\ 460{,}80 & \theta \in [15°,\ 21°] \\ -25{,}60\,\theta + 972{,}80 & \theta \in [21°,\ 36°]. \end{cases}$$

**IV. Grafic de încărcare cu șoc în formă de triunghi, cu și fără cuplu de pauză, pentru $\tau$ constant, diferit de zero.** Graficele de încărcare cu șoc în formă de triunghi, cu și fără cuplu de pauză și pentru $\tau$ constant, se obțin pentru cazul $h_f = h = L\operatorname{tg}\tau$ [14], [15].

Pentru acest caz parametrii graficului de încărcare pot fi calculați utilizînd relațiile (1), (3), (7), (8), (9), (11), (15), (16), explicitate pentru această situație :

$$(22)\qquad M_{rstoc} = \frac{K_{[\tau]}K'_{II}}{2}, \qquad M_{ok} = 0{,}35\,\frac{n_{so}}{3}\,\frac{K_{[\tau]}K'_{II}}{2},$$

$$M_{rs} = K_{[\tau]} = K'_{II}\left(1 + \frac{0{,}35 n_{sa}}{6}\right), \qquad K_{s[n_{sa}]} = \frac{6}{0{,}35\,n_{sa}} + 1.$$

Particularizînd relația (22) pentru valorile posibile ale lui $n_{sa}$, rezultă $\tau = \text{const.}$ și diferit de zero :

$$(23)\qquad \begin{aligned} &n_{sa} = 1: \quad M_{0k} = 0{,}058 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad M_{rs} = 1{,}058 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad K_{s[1]} = 18{,}143; \\ &n_{sa} = 2: \quad M_{0k} = 0{,}117 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad M_{rs} = 1{,}117 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad K_{s[2]} = 9{,}571; \\ &n_{sa} = 3: \quad M_{sk} = 0{,}175 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad M_{rs} = 1{,}175 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad K_{s[3]} = 6{,}714; \\ &n_{sa} = 4: \quad M_{0k} = 0{,}233 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad M_{rs} = 1\,233 K_{[\tau]}K'_{II}, \quad K_{s[4]} = 5{,}292. \end{aligned}$$

**4.1.** *Grafic de sarcină cu cuplu de pauză.* Pentru determinarea graficului de încărcare cu soc în formă de triunghi (în acest caz triunghi isoscel) și cu cuplu de pauză se utilizează relațiile (22) și (23), particularizate pentru caracteristicile principale din aplicația numerică 3.4, unde : $h_f = h = L\operatorname{tg}\tau = 0{,}071$ m. În acest caz pentru parametrii graficului de încărcare rezultă valorile :

$$\theta_1 = 0{,}355 \text{ rad} = 20°, \quad \theta_2 = \theta_3 = 2\theta_1 = 40°, \quad \theta_c = 60°, \quad \theta_p = 20°, \quad \tau = 10°;$$

$$M_{rstoc} = K_{[\tau]}K'_{II} = 9\,450 \cdot 0{,}06 = 567 \text{ Nm}, \quad M_{0k} = 99{,}225 \text{ Nm};$$

$$M_{rs} = 666{,}225 \text{ Nm}, \quad K_{s[3]} = 6{,}714, \quad M_{rsm} = 288 \text{ Nm}, \quad M_{se} = 344{,}66 \text{ Nm}.$$

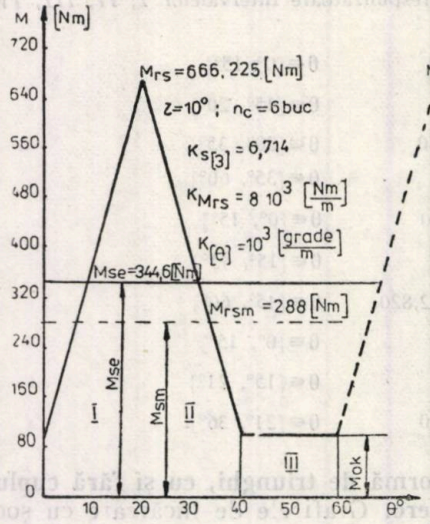



Fig. 7

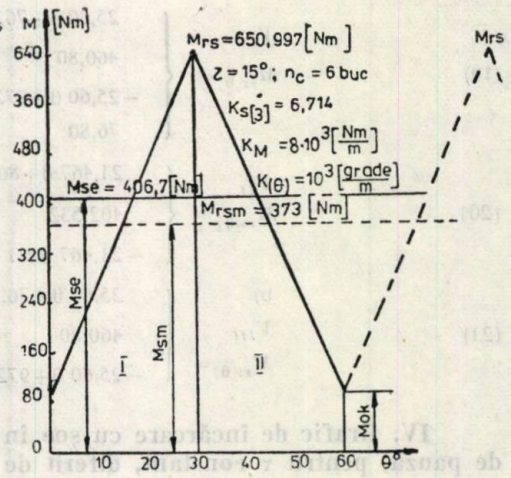



Fig. 8

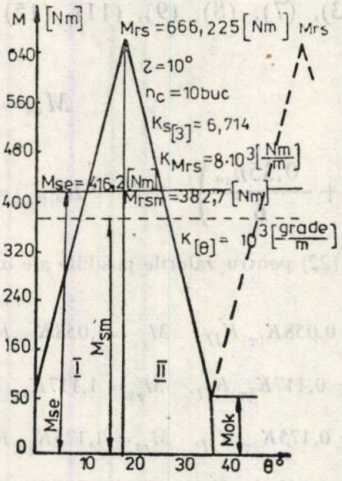



Fig. 8

4.2. *Grafic de încărcare fără cuplu de pauză.* Graficul de încărcare cu șoc în formă de triunghi isoscel fără cuplu de pauză, se determină pentru aceleași condiții menționate la subcapitolul 4.2, utilizînd relațiile (1), (22) și (23).

La modificarea unghiului de alunecare $\tau$ este necesară condiția: $\theta_2=\theta_3=\theta_6=2L\operatorname{tg}\tau/|K_t=1{,}047$ rad, sau $\theta_2=60°$, din care rezultă $\tau=15°$ și

$n_{sa}=3$: $n_c=6$ buc., $K_{[\tau]}=9\,234$ N/m, $K'_{II}=0{,}06$ m²;

$\theta_1=\dfrac{\theta_c}{2}=30°$, $\theta_2=\theta_c$, $M_{rstoc}=554{,}04$ Nm;

$M_{0k}=96{,}957$ Nm, $M_{rs}=650{,}997$ Nm, $K_{s[3[}=6{,}714$;

$M_{rsm}=373{,}10$ Nm, $M_{se}=406{,}7$ Nm.

La modificarea numărului de cuțite $n_c$ se impune condiția $\theta_c=\theta_3=2L\operatorname{tg}\tau/R$, unde $\tau=10°(0{,}1763$ rad), de unde rezultă :

$\theta_c=36°$ ; $n_c=360/36=10$ buc., $K_{[\tau]}=9\,460$ N/m ;

$K'_{II}=0{,}06$ m², $\theta_1=\dfrac{\theta_c}{2}=18°$, $M_{rstoc}=567$ Nm ;

$M_{0k}=99{,}225$ Nm, $M_{rs}=666{,}225$ Nm, $K_{s[3]}=6{,}714$,

$M_{rsm}=382{,}7$ Nm, $M_{se}=416{,}256$ Nm.

Reprezentarea graficelor de încărcare aferente parametrilor determinați mai sus, corespunzătoare duratei unui ciclu de funcționare, este indicată în fig. 7, 8 și 9 la scările $K_{Mrs}=8\cdot10^3$N/m ; $K_{[\theta]}=10^3$ grade/m.

Modul de variație a cuplului $M_{rs}=f(\theta)$ este descris de relațiile (24), (25), (26), (27), (28) [14] :

$$(24)\qquad M_{rs[\theta]}=\begin{cases}\dfrac{M_{rs}-M_{0k}}{\theta_1}\theta+M_{0k} & \theta\in[0,\ \theta_1]\\ \dfrac{M_{0k}-M_{rs}}{\theta_2-\theta_1}\theta+\dfrac{M_{rs}\theta_2-M_{0k}\theta_1}{\theta_2-\theta_1,} & \theta\in[\theta_1,\ \theta_2]\\ M_{0k} & \theta\in[\theta_2,\ \theta_c]\end{cases}$$

$$(25)\qquad M_{rs[\theta]}=\begin{cases}28{,}35\,\theta+\ 99{,}225 & \theta\in[0°,\ 20°]\\ -28{,}35\,\theta+1\,233{,}225 & \theta\in[20°,\ 40°]\\ 99{,}225 & \theta\in[40°,\ 60°]\end{cases}$$

$$(26)\qquad \overset{(a,\,b)}{M_{rs[\theta]}}=\begin{cases}\dfrac{M_{rs}-M_{0k}}{\theta_1}\theta+M_{0k} & \theta\in[0,\ \theta_1]\\ \dfrac{M_{0k}-M_{rs}}{\theta_c-\theta_1}\theta+\dfrac{M_{rs}\theta_c-M_{0k}\theta_1}{\theta_c-\theta_1} & \theta\in[\theta_1,\ \theta_c]\end{cases}$$

$$(27)\qquad \overset{(a)}{M_{rs[\theta]}}=\begin{cases}18{,}468\,\theta+\ 96{,}957 & \theta\in[0°,\ 30°]\\ -18{,}468\,\theta+1\,205{,}037 & \theta\in[30°,\ 60°]\end{cases}$$

$$(28)\qquad \overset{(b)}{M_{rs[\theta[}}=\begin{cases}31{,}50\,\theta+\ 99{,}225 & \theta\in[0°,\ 18°]\\ -31{,}50\,\theta+1\,233{,}225 & \theta\in[18°,\ 36°].\end{cases}$$

**5. Grafice de încărcare pentru $\tau=0$.** Graficele de încărcare, determinate pentru acest caz, au în vedere numai modificarea numărului de cuțite $n$ și din punct de vederè practic sînt numai cu cuplu de pauză (fig. 10).

Pentru calculul elementelor graficului de încărcare, în acest caz, se utilizează relațiile (1), (3), (8a), (9), (10), (10), (13), (14), sub forma :

$$\theta_1=\theta_{utoc}=\frac{h}{R_t},\quad \theta_p=\theta_c-\theta_{utoc},\quad \theta_c=\frac{2\pi}{n_c},\quad M_{rstoc}=K_{[0]}K'_{II};$$

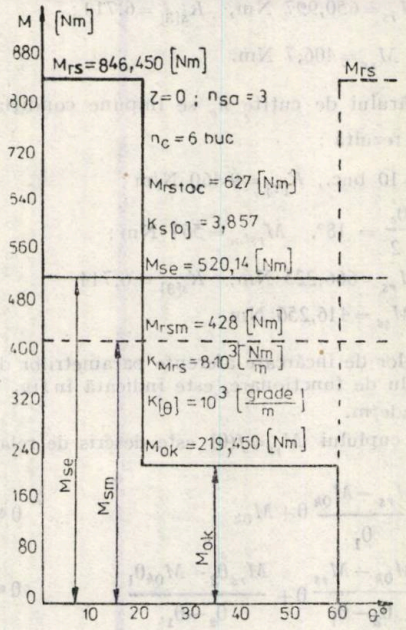



Fig. 10

$$M_{ok}=0{,}35\frac{n_{sa}}{3}K_{[0]}K'_{II},\quad M_{rs}=K_{[0]}K'_{II}\left(1+0{,}35\frac{n_{sa}}{3}\right),$$

$$K_{s[0,n_{sa}]}=\frac{3}{0{,}35n_{sa}}+1.$$

5.1. *Aplicație numerică*:

$h$=0,071 m, $L$ = 0,4 m, $R_t$=0,2 m, $K_{umed}$=0,625;

$K_{cmed}$=1,2; $\delta_{med[0]}$=10 450 N/m; $n_{sa}$=3; $n_c$=6 buc.;

$K'_{II}$=0,06 m², $\theta_c$=60°, $\theta_{utoc}$=20°21′, $\theta_p$=39°39′;

$M_{rstoc}$=627 Nm, $M_{0k}$=219,450 Nm, $M_{rs}$=486,450 Nm;

$K_{s[0,3]}$=3,857, $M_{rsm}$= 428 Nm, $M_{se}$=520,10 Nm.

Graficul de încărcare astfel determinat, corespunzător duratei unui ciclu de funcționare, este prezentat în fig. 10 la scările $K_{Mrs}=8\cdot10^3$ N/m, $K_{[\theta]}=10^3$ grade/m, iar modul de variație a cuplului $M_{rs}=f(\theta)$ este descris de

$$M_{rs[\theta]}=\begin{cases}M_{rs}, & \theta\in[0,\theta_{utoc}]\\ M_{0k}, & \theta\in[\theta_{utoc},\theta_c]\end{cases}\tag{29}$$

$$M_{rs[\theta]}=\begin{cases}846{,}450, & \theta\in[0°,20°21']\\ 219{,}450, & \theta\in[20°21',60°].\end{cases}\tag{30}$$

**6. Concluzii.** 1. Analiza rezultatelor aplicațiilor numerice scoate în evidență faptul că pentru valori majorate ale unghiului de alunecare $\tau$, în limitele recomandate ($\tau \leqslant 30°$), se obțin grafice de încărcare din ce în ce mai aplatizate (de amplitudine mai scăzută, fig. 5).

2. Deoarece rezultatele obținute sînt sensibil apropiate, ca valoare, de cele obținute pe cale analitică [6] ... [11], [13] ... [16] metoda grafo-analitică pentru construirea și repartizarea graficelor de încărcare, propusă și analizată în lucrare, poate fi acceptată ca o bună aproximație, avînd în același timp și un caracter expeditiv.

3. Avînd determinată forma graficelor de încărcare, stabilită legea care descrie modul de variație a cuplului rezistent static $M_{rs}=f(\theta)$ și precizat regimul de funcționare, determinarea criteriului de alegere a motorului electric de acționare precum și verificarea datelor acționării nu mai constituie o dificultate.

4. Forma de variație a graficelor de încărcare și natura regimului de funcționare reliefează faptul că utilajele pentru tocat furaje, la care unghiul de alunecare $\tau$ nu variază în timpul procesului de lucru, pot fi acționate cu același tip de motor electric. Din punctul de vedere al acționărilor electrice utilajele ce funcționează după grafice de încărcare de forma celui din fig. 5, solicită motorul electric în mod convenabil.

Graficul de încărcare pentru $\tau=0$ (tăierea prin ghilotinare), (fig. 1 *e* și 10), solicită motorul electric de acționare în mod neconvenabil și cu consum de energie mare. Datorită acestui fapt utilajele cu $\tau=0$ au o arie de utilizare din ce în ce mai restrînsă [2], [4], [6] ... 16].

*Primită la 18 septembrie 1981*

*Institutul politehnic, Iași,*
*Laboratorul de acționări electrice*

## BIBLIOGRAFIE

1. Boțan N.V., *Bazele calculului acționărilor electrice.* Ed. tehn., Buc., 1970.
2. Baurat R., Klaus R.W., *Schneid- und Wurfvorgänge im Trommel Feldhöckslern.* H.N.-Verlag M.W., 1965.
3. Басов М. А. и.с., *Основы электропривода и автоматическое управление электроприводом в сельскохозяистве.* Изд. „Колос", Москва, 1972.
4. Базенков В. Ф. и.с., *Практикум по механизации животного дческих ферм.* Изд. „Колос", Ленинград, 1965.
5. Brașovan M., Seracin E., *Metode noi de proiectare a acționărilor electrice.* Ed. Acad. R.S.R., Buc., 1968.
6. Căproiu M., Ionescu N., *Curs de mașini și instalații zootehnice.* Vol. *I+II*, Lito, Inst. polit. Timișoara, 1979.
7. Фоменков А. П., *Электропривод сельскохозяистевных машин, агрегатов и поточных линии.* Изд. „Колос", Москва, 1973.
8. Мельников С. В. и.с., *Механизация животноводческих ферм.* Изд., „Колос", Москва, 1969.
9. Назаров Г. И., *Класиβикация нагрузочных диаграм рабочих машин с переменнои нагрузкои.* Доклады ТСХА, *91* (1963).
10. Резник Н. Е., *К теория барабаного измеличяще-швырьящего апарата силосоюрочного комбаина.* Тракторы и сельхозмашины *9*, (1964).
11. Sancek A., *Silove a energetiche pomery Kolove rezacky* (I). Zemedelska tehnika cislo, *4*, 257–277 (1962).
12. Schöel K., Taloi Gr., *Tocătoare pentru însilozare modernizată.* Rev. Mecanizarea și Electrificarea Agriculturii, *3*, 54–57 (1973).

13. Taşcă Gr., *Unele consideraţii asupra cinematicii şi dinamicii acţionării electrice a tocătoarei pentru tocat furaje fibroase şi grosiere, T.M.S.-6M.* Bul. Inst. polit. Iaşi, **XVII (XXI)**, *3—4*, s. IV (1971).
14. Taşcă Gr., *Contribuţii la studiul cinematicii şi dinamicii acţionării electrice a utilajelor cu rotorul tip tobă, pentru tocat şi măcinat furaje fibroase şi grosiere.* Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXV(XXIX)**, *3—4*, s. IV, 57—67 (1979).
15. Vrany Z., *Razbor silovych a energetickych poeru na nozovem bubnu rezacek.* Zemedelska Tehnika, **17(XLIV)**, *1* (1971).
16. * * * *Справочник конструктора сельхозяйственых машин.* **Т. 3**, Машиностроение, Москва, 1969.

## ВКЛАД В МЕТОД РАСЧЁТА ГРАФИКОВ НАГРУЗКИ УСТАНОВОК ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ГРУБЫХ И ВОЛОКНИСТЫХ КОРМОВ

(Резюме)

Для оперативности проэктных работ электрического привода установон измельчения кормов и имея в виду кинематические и динамические особенности таких установок, в данной работе иследуются возможности постройки графиков нагрузки, непоследствено в эквивалентной виде, исключая промежуточные приёмы.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXVIII (XXXII), Fasc. 1—4, 1982
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

# RECENZII

# BOOK REVIEWS РЕЦЕНЗИИ

DUMITRU MANGERON şi NICOLAE IRIMICIUC, *Mecanica rigidelor cu aplicaţii în inginerie*. Vol. III, *Mecanica vibraţiilor sistemelor de rigide*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1981, 550 pp.

The extensive spreading of the detrimental effects of vibrations was explained through the two essential tendencies of modern technics : the considerable increase of the work speed of machines and equipments, and the substantial reduction of ratio between the machine mass and its mechanical power.

The vibrating phenomena were turned news technologies, recently, Noumerous machines whith vibrating working elements were created on this basis as : vibration sifters, vibration slabs, vibrator blades, vibrator power supplies, vibrator reeds, vibrator spades, vibratory concrete compacting and finishing machines, percussion riveting machines, percussion tools, percussive cutting machines, percussive drilling rigs for soil investigation, etc.

This volume includes the principal theoretical problems of the mechanics of vibrations for systems of rigid bodies as well as their more important applications used in technics. This book represents a natural sequel of the two initial volumes, but the presented problems can be understanded separately. Exposed material is subdivided in a introduction and three great chapters.

The *9*-th chapter is doveted the to kinematisc of vibrations of systems of rigid bodies. Mechanical inertial and kinetic characteristics, dynamical generalized characteristics and excitation of the vibrating systems are the subject of the *10*-th chapter. The *11*-th chapter presents the study of stability of movement of vibrating systems. Rigorous mathematical modelling, unitary treatment of presented material, academic but also very approachable style confer to this book a great importance for all those interested in the domain of mechanical vibrations.

An ample and selective bibliographical liste which closes the treated material increases the utility of this book.

*Vasile Merticaru*

MIHAI GAFIŢANU, DUMITRU MOCANU, DAN PAVELESCU şi colab., *Organe de maşini*. Vol. I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1981, 438 pp.

The work was elaborated by a collectiv of specialists from Polytechnic Institutes — Jassy and Bucharest — and the branch from Jassy of Techological Engineering and Design for Chemical Industries Institute. Coordination belongs to professor Mihai Gafiţanu (Polytechnic Institute of Jassy).

This first volume was organized in eight chapters.

It tackles general principles of machine design emphasizing on utilization of optimizing methods and of reliability concept (*2*-nd chapter) ; a succession of themes as follows : undis-

mountable joinings (3-rd chapter) emphasizing the modern methods of calculus and choosing of materials for welding joinings, soldering joinings, gluing joinings; dismountable joinings (4-th chpapter) where it emphasises about threaded joints, ball bolts and about of principal types of joinings between hubs and transmission shafts; joinings with elastic elements and dampers (5-th chapter) presenting the design method of springs, dampers and of suspensions; axles and transmission shafts (6-th chater) where, after choosing materials and calculus criterions systemization it emphasises about verification of fatigue life, rigidity and vibrations; tribology elements (7-th chapter) presenting the importance of tribology for growth of industrial activity efficiency, the friction and wear phenomena as well as methods and systems of lubrication and tightening; bearings (8-th chapter) containing design principles of bearings working in dry friction, limit friction, mixed friction, hydrodynamic friction, hydrostatic friction, air bearings.

Every chapter was finished by an ample and various bibliography. The work presents a great interest for all mechanical engineers which work in research, design and construction of machine elements and machines, designers and students but it is an adequate source for a lot of technical specialities.

The coherent and concise explanation, the language of highest quality, the new content of this book are attributes which make it agreable to read.

*Vasile Merticaru*

BRUNO ECKERT und ERWIN SCHNELL, *Axial- und Radialkopressoren: Anwendung Theorie, Berechnung*. Springer-Verlag, Berlin—Heidelberg—New York, 1980, 528 S.

Das fundamentale Buch *Axial- und Radialkopressoren* von Dr. Ing. Dr.-Ing. E.h. Bruno Eckert und Ing. Erwin Schnell wendet sich in erster Linie an den praktisch arbeitenden Ingenieur und will ihm ein Leitfaden für die Auslegung ein- und mehrstufiger Verdichter sein. Das Buch erfreut sich sowohl bei Studenten als auch bei den mit Strömungsmaschinen beschäftigten Ingenieuren grosser Beliebtheit. Weil die zweite Auflage vergriffen ist, entschloss sich der Springer-Verlag zu einem unveränderten Nachdruch der zweiten Auflage. Dieser ist in folgende Hauptteile gegliedert:

Kapitel *A* enthält Richtlinien zur Festlegung der Auslegungskenngrössen von Kompressoren.

Einen ersten Anhaltspunkt für die zweckmässige Bauweise eines Verdichters findet man im Kapitel *B*, Kenngrössen für Strömungsmaschinen auf Grund des Newtonschen Ähnlichkeitsgesetzes.

In Kapitel *C* werden die gemeinsamen physikalischen Grundlagen der Axial- und Radialkompressoren dargestellt.

Die beiden folgenden Kapitel sind der eigentlichen Berechnung gewidmet, und zwar behandelt Kapitel *D* den Axialkompressor und Kapitel *E* den Radialkompressor. Bei der Behandlung des Axialkompressors erwies sich die Gittertheorie von F. Weining als wertvolles theoretisches Hilfsmittel. Die daraus entwickelten praktischen Methoden zur Auslegung von Gitterprofilen waren und sind Näherungsmethoden, die sich bewährt haben und für viele Verdichterauslegungen auch heute noch ausreichend erscheinen. Die Strömung, sowohl im Radialverdichter-Laufrad als auch im nachgeschalteten Diffuser, war und ist ein bevorzugter Gegenstand der Forschung auf dem Gebiet der Strömungsmaschinen, vereinigt er doch einen relativ hohen Massenstrom mit einem hohen Stufendruckverhültniss. Die Ergebnisse dieser Forschung werden vorzugsweise bei Industrieverdichtern für Aufladung von Kolbenmotoren verwendet.

In Kapitel *F* werden die Erkenntnisse und Erfahrungen an Strömungsarbeitsmaschinen im labilen Arbeitsbereich beleuchtet.

Das letzte Kapitel *G* behandelt die Regelung der Kompressoren.

Für die Strömungsmaschinenbauer und die Studenten, die frequent mit strömungstechnischen Problemen konfrontiert werden, ist dieses Buch sehr nützlich.

*Virgil Giurcă*

40822